

Grado en Ingeniería Mecánica
Curso 2016-2017

Trabajo Fin de Grado

“Cálculo del comportamiento mecánico de un chasis de cuadriciclo eléctrico”

David Vitón Vara

Tutor

Alejandro Quesada González

Leganés, 13 de Julio de 2017



Esta obra se encuentra sujeta a la licencia Creative Commons
Reconocimiento – No Comercial – Sin Obra Derivada



Quisiera agradecer a mi familia y a los profesores, compañeros y amigos que me han acompañado durante estos años por haber hecho posible el llegar hasta este punto. En especial este trabajo se lo agradezco a mi tutor, Alejandro Quesada González, por su guía y todas las dudas resueltas e información aportada.



Índice.

Índice de figuras.	3
Índice de tablas.....	5
Resumen de capítulos.	6
1. Introducción.	7
2. Objetivo.	8
3. Estado del arte.....	9
3.1. Qué es un chasis.....	9
3.2. Proyecto OSVehicle.....	11
3.3. Qué es un cuadríciclo.	14
3.4. Comparación de Tabby EVO con otros modelos del mercado.	15
3.5. Método de elementos finitos.	17
3.6. Software utilizado.	19
4. Modelización del chasis.	20
4.1. Determinación del tipo de elemento, material y secciones.	22
4.2. Representación gráfica del chasis.	24
4.3. Mallado del modelo.....	31
5. Simulaciones.	34
5.1. Cálculos previos.	34
5.1.1. Masas puntuales.....	34
5.1.2. Aceleraciones.....	35
5.1.3. Fuerzas.	35
5.2. Frenada.	36
5.3. Aceleración.....	42
5.4. Paso por curva.....	43
5.5. Torsión.	44
6. Análisis de los resultados.	45
6.1. Frenada.	46
6.2. Aceleración.....	51
6.3. Paso por curva.....	56
6.4. Torsión.	59
7. Conclusiones.	63
8. Presupuesto.	64
9. Trabajos futuros.....	65
10. Bibliografía.	67



Índice de figuras.

Figura 1: Chasis de travesaños de Ford F-150. [4]	9
Figura 2: Chasis tubular Jaguar C Type. [5]	10
Figura 3: Chasis Citroën Traction Avant. [6]	10
Figura 4: Chasis Jaguar XE. [7]	11
Figura 5: Chasis, elementos mecánicos y carrocería sobreimpresionada del Tabby. [8]	11
Figura 6: Chasis Tabby EVO de cuatro plazas. [18]	12
Figura 7: Chasis y batería de Tesla Model S. [10]	12
Figura 8: Chasis y carrocería de BMW i3. [11]	12
Figura 9: Distintas configuraciones del proyecto Belo. [12]	13
Figura 10: Renault Twizy [27], Tazzari Zero city [28], Chatenet CH30 [29] y Citroën e-Mehari [30]	15
Figura 11: Chasis completo y chasis simplificado.	20
Figura 12: Menú principal de ANSYS ® Mechanical APDL.	22
Figura 13: Elección de tipo de elemento.	22
Figura 14: Elección de tipo de material.	23
Figura 15: Creación de una sección.	24
Figura 16: Creación del primer punto del modelo.	25
Figura 17: Detalle de entramado de líneas inicial.	25
Figura 18: Detalle de pieza no unida al resto del modelo y corrección hecha para solucionarlo.	26
Figura 19: Detalle intersección de líneas.	26
Figura 20: Soporte de motor hecho mediante Line Fillet.	27
Figura 21: Detalle de tubos cilíndricos.	28
Figura 22: Detalle de la creación de los tubos cilíndricos.	28
Figura 23: Detalle del resultado final de los tubos.	29
Figura 24: Entramado de líneas del chasis final.	30
Figura 25: Sujeción de baterías original y simplificación en el modelo final.	30
Figura 26: Detalle de la simplificación de los agujeros de los soportes de los amortiguadores, del motor y de los brazos de la suspensión.	31
Figura 27: Comparación del chasis antes de asignar las secciones y después.	31
Figura 28: Menú de herramienta de mallado.	32
Figura 29: Resultado del mallado en la Output window.	32
Figura 30: Malla del chasis completo.	33
Figura 31: Masa y centro de gravedad del chasis vacío.	37
Figura 32: Distribución de los centros de gravedad principales del vehículo.	37
Figura 33: Detalle de restricciones movimiento longitudinal.	38
Figura 34: Detalle restricción vertical.	38
Figura 35: Detalle de las fuerzas del conductor y el motor.	39
Figura 36: Aplicación de fuerza de frenada del eje trasero.	39
Figura 37: Presión sobre apoyos de baterías.	40
Figura 38: Áreas de apoyos de baterías en eje X, nodos y aplicación de la fuerza.	40
Figura 39: Valores aceleraciones globales.	41
Figura 40: Sistema de fuerzas y presiones final de la simulación de frenada.	41
Figura 41: Detalle fuerzas de nodos en aceleración.	42
Figura 42: Sistema de fuerzas y presiones final de la simulación de aceleración.	42
Figura 43: Sistema de fuerzas y presiones final de la simulación de paso por curva.	43



Figura 44: Sistema de fuerzas, presiones y desplazamientos final de la simulación de torsión.....	44
Figura 45: Aviso por los elementos conflictivos de la malla.....	45
Figura 46: Ventana de estatus de la simulación de frenada [mm/s ²].	45
Figura 47: Resultado de la deformación en el eje X de la simulación de frenada [mm].	47
Figura 48: Resultado de la tensión de Von Mises en la simulación de frenada [MPa]. 48	
Figura 49: Nodos sin soportes de baterías.....	48
Figura 50: Deformación en el eje X en la simulación de frenada sin los soportes superiores de las baterías [mm].	49
Figura 51: Deformación en el eje Z en la simulación de frenada sin los soportes superiores de las baterías [mm].	49
Figura 52: Tensión de Von Mises en la simulación de frenada sin los soportes superiores de las baterías [MPa].	50
Figura 53: Resultado conflictivo de la simulación de aceleración [MPa].	52
Figura 54: Malla en la zona conflictiva.	52
Figura 55: Área corregida para la simulación de aceleración.	53
Figura 56: Resultado de la tensión de Von Mises con el área corregida en la zona afectada [MPa].	53
Figura 57: Tensión de Von Mises en la simulación de aceleración [MPa].	54
Figura 58: Deformación en el eje X en la simulación de aceleración sin los soportes superiores de las baterías [mm].	55
Figura 59: Deformación en el eje Z en la simulación de aceleración sin los soportes superiores de las baterías [mm].	55
Figura 60: Deformación en el eje Y en la simulación de paso por curva [mm].	57
Figura 61: Deformación en el eje Z en la simulación de paso por curva [mm].	58
Figura 62: Posición del valor máximo de la tensión de Von Mises en la simulación de paso por curva [MPa].	58
Figura 63: Tensión de Von Mises en la simulación de paso por curva [MPa].	59
Figura 64: Error simulación de torsión.....	59
Figura 65: Detalle de restricciones en la simulación de torsión.	59
Figura 66: Deformación en el eje Z en la simulación de torsión [mm].	60
Figura 67: Tensión de Von Mises en la simulación de torsión [MPa].	61



Índice de tablas.

Tabla 1: División de la categoría de vehículos L. [14]	14
Tabla 2: Especificaciones de los distintos modelos, datos obtenidos de [18], [19], [20], [21], [22] y [23].	16
Tabla 3: Precios de Tabby EVO [26].	16
Tabla 4: Unidades utilizadas en ANSYS ®.	21
Tabla 5: Propiedades del acero.	23
Tabla 6: Fuerzas de cargas principales.	35
Tabla 7: Masa y centros de gravedad del modelo y sus cargas.	37
Tabla 8: Reacciones de la simulación de frenada [N].	46
Tabla 9: Reacciones de la simulación de aceleración [N].	51
Tabla 10: Reacciones de la simulación de paso por curva [N].	56
Tabla 11: Reacciones de la simulación de torsión [N].	60
Tabla 12: Presupuesto detallado del trabajo.	64



Resumen de capítulos.

1. **Introducción:** Breve introducción al proyecto, las razones para realizarlo y los recursos utilizados.
2. **Objetivo:** Apartado en el que se comentará qué se va a realizar en este trabajo y con qué expectativas.
3. **Estado del arte:** En este capítulo se introducirán conceptos como los tipos de chasis y sus características, se expondrá el contexto de la creación del chasis estudiado y su empresa y se le comparará con otros modelos del mercado y se explicará su ámbito legal. También se explicará en qué consiste el estudio mediante elementos finitos y los programas utilizados.
4. **Modelización del chasis:** En este capítulo se explicará cómo crear la geometría del chasis en el programa de análisis utilizado, las herramientas de dibujo de las que dispone, los parámetros que tiene en cuenta y que son necesarios introducir, además de la creación de la malla para el modelo final utilizado en las simulaciones.
5. **Simulaciones:** Contiene los cálculos previos necesarios para realizarlas y el planteamiento de cada una de ellas, los pasos a seguir y las precauciones a tener en cuenta.
6. **Análisis de los resultados:** Presentación de los resultados obtenidos en cada una de las simulaciones, medidas tomadas al respecto y breve explicación de su porqué.
7. **Conclusiones:** Exposición de las conclusiones obtenidas en este trabajo.
8. **Presupuesto:** Breve exposición de los costes que conllevaría la realización de un trabajo de estas características.
9. **Trabajos futuros:** Conjunto de propuestas derivadas del estudio realizado en el presente proyecto o posibles ampliaciones del trabajo, sus campos y sus justificaciones.



1. Introducción.

El punto y final de los estudios de grado universitario lo marca el Trabajo de fin de grado, en el que los estudiantes deben realizar un proyecto acorde con las enseñanzas aprendidas a lo largo de estos años, que proporcione conocimientos sobre la materia de la que verse y que tenga una aplicación real en la industria.

En este sentido, el cálculo del comportamiento mecánico de un chasis cumple con todos los requisitos. Para realizar los cálculos necesarios, plantear los problemas e interpretar los resultados obtenidos serán necesarios conocimientos del comportamiento de estructuras y de vehículos, también se aplicarán los conocimientos aprendidos de manejo de herramientas de diseño asistido por ordenador. En el proceso se aprenderá a utilizar en profundidad programas de cálculo por el método de elementos finitos, necesarios en multitud de ámbitos para poder probar en simulaciones los productos que se están desarrollando antes de fabricarlo y así poder implementar mejoras en el diseño definitivo.

Será necesaria una labor de investigación bibliográfica necesaria para obtener todos los datos necesarios para las simulaciones, dado que, aunque el diseño del chasis esté a libre disposición de cualquiera para descargarlo, habrá momentos en el que se necesitarán parámetros no incluidos. También hará falta una investigación sobre la evolución histórica de los chasis, del contexto de la creación del chasis a simular además de conceptos básicos de funcionamiento de los programas usados y del método de elementos finitos.

El chasis en cuestión pertenece a la plataforma Tabby EVO, que ha sido diseñada para dar soporte a cuadríciclos eléctricos ligeros y pesados. Estos vehículos se utilizan principalmente en ciudades o pequeños pueblos y no están pensados para circular a altas velocidades. Calcular su comportamiento mecánico es algo que resulta necesario si se pretendiera realizar un proyecto que se sustentase en él, ya que sería vital conocer las deformaciones a las que se vería sometido, así como las partes que más esfuerzos soportan. De no hacerse y en el supuesto de que su integridad fuese deficiente pondría en peligro a los ocupantes del vehículo y a otros transeúntes.

Por último, cabe destacar que los resultados obtenidos podrán tener una importancia real, dado que el chasis que se someterá a estas simulaciones es open source, por lo tanto, el conocimiento de las debilidades y fortalezas del chasis puede ayudar a otros proyectos que lo usen en el futuro y a próximas iteraciones del diseño que vaya introduciendo mejoras.



2. Objetivo.

La intención con la que se realiza este trabajo de fin de grado es para comprobar el desempeño del chasis del Tabby EVO de cuatro plazas ante distintas situaciones en las que puede encontrarse un vehículo que lo utilizase durante su uso habitual.

En primer lugar, será necesaria una correcta definición de la geometría del chasis de tal manera que puedan realizarse distintas simulaciones con él. En ellas se representarán los esfuerzos producidos en el chasis en situaciones de aceleración y frenado en línea recta, en paso por curva y sometido a torsión.

En la simulación de aceleración y en la de frenado se buscará observar el comportamiento del chasis ante esfuerzos longitudinales y el comportamiento de los anclajes afectados, en la de paso por curva las deformaciones y esfuerzos producidas en el chasis al verse afectado a fuerzas transversales y la de torsión se utilizará para averiguar la rigidez torsional del chasis.

Posteriormente, a partir de los resultados obtenidos en las simulaciones, se comprobarán las deformaciones producidas y el comportamiento tensional de los diferentes elementos. También se estudiará la magnitud de los valores obtenidos y el porqué de su localización respecto a la situación de los esfuerzos y las restricciones y al comportamiento general del chasis en otras zonas. Una vez hecho esto, si dichos resultados dieran lugar a dudas, se investigarán las causas y se subsanarán en la medida de lo posible, siempre que sean problemas derivados de la definición de la geometría del chasis o del planteamiento de la simulación.

Por último se realizará un análisis de los resultados finales en donde se establecerá si el chasis Tabby EVO cumple con su cometido de forma correcta.

3. Estado del arte.

3.1. Qué es un chasis.

Se conoce como chasis o bastidor a una estructura sostén en la que se fijan de una u otra forma los distintos elementos mecánicos que componen el automóvil, como pueden ser el motor, la transmisión, elemento de dirección, etc.

El chasis del vehículo, además de soportar el peso de todos los elementos debe soportar las sobrecargas de uso, lo que incluye no sólo el peso de la carga y los ocupantes del vehículo, sino también las cargas dinámicas originadas por el funcionamiento de los distintos elementos y por el propio movimiento del vehículo [1].

Existen dos tipos de chasis dependiendo de si la carrocería es parte estructural o por el contrario es un elemento más que se acopla al bastidor, es decir, si es capaz de circular el vehículo sin todos los componentes de la carrocería. A continuación, se exponen sus características y algunas variantes:

- Chasis independiente: Como su propio nombre indica, los chasis de esta categoría pueden circular independientemente de su carrocería. Utiliza un esqueleto rígido que soporta el peso de todos los elementos además de la fuerza del motor y la transmisión, como puede verse en el ejemplo de la figura 1. En este caso, la carrocería no cumple ninguna función estructural. A finales del siglo XIX, los fabricantes de automóviles vendían únicamente los chasis y los clientes compraban a otros la carrocería y, hasta el boom del acero en los años 30, era habitual que se construyesen de madera debido a las técnicas heredadas de la construcción de coches de caballos.



FIGURA 1: CHASIS DE TRAVESAÑOS DE FORD F-150. [4]

El chasis independiente sigue siendo el mejor para vehículos pesados, que han de transportar o arrastrar cargas pesadas. Las principales ventajas de este tipo de chasis son la facilidad de reparación en caso de colisión y la facilidad para alargarlo para construir, por ejemplo, una limusina.

En este tipo de chasis la carrocería es un elemento independiente que se monta y se desmonta del chasis completamente y va atornillado a través de uniones elásticas. Una de las desventajas es que se tiene gran dificultad obtener sistemas de gravedad bajos. [2]

Hay varios tipos según su forma, de escalera (o travesaños), de tubo central, tubulares, etc. Cada uno se usa en distintos tipos de vehículos según sus necesidades, por ejemplo, los tubulares son exclusivos de vehículos de competición o deportivos debido a que necesitan una gran rigidez torsional y resistencia, pero no se ven tan afectados por el sobrecoste como en coches normales (figura 2). Mientras que el de tubo central podía encontrarse tanto en coches deportivos como el Lotus Elan debido a su gran rigidez torsional, como en camiones todoterreno de gran peso de la empresa Tatra por la naturaleza modular de su chasis.

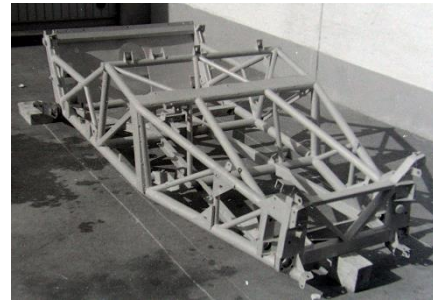


FIGURA 2: CHASIS TUBULAR JAGUAR C TYPE. [5]

- Carrocería autoportante: Esta técnica se basa en que la chapa externa del vehículo soporta parte (en el caso de semi-monocasco) o toda la carga estructural del vehículo (en el caso de monocasco) [2].



FIGURA 3: CHASIS CITROËN TRACTION AVANT. [6]

El Citroën Traction Avant, que salió a la venta en 1934, fue uno de los primeros coches en Europa en tener una carrocería autoportante (figura 3), entre otros avances. Fue resultado de la compra de una patente de la compra de una patente de construcción unitaria a la compañía Budd por parte de André Citroën y de la colaboración con un ingeniero de Budd llamado Joseph Ledwinka [3].

Sin embargo, cuando la mayoría de la población pudo usar un automóvil con este tipo de carrocería fue con el Volkswagen Beetle. Tenía una carrocería semi-monocasco ya que tenía chasis independiente, pero este necesitaba también de la carrocería para poder soportar el peso del vehículo.

La evolución de este tipo de carrocerías ha derivado en la construcción de un chasis monocasco (usado en la actualidad por la mayoría de automóviles, ejemplo en la figura 4) donde se realizan uniones entre distintas piezas mediante soldadura por puntos. En la búsqueda de la rigidez adecuada hasta los cristales colaboran en la estructura del vehículo.

En la actualidad la línea es mejorar la resistencia del habitáculo donde se encuentran los pasajeros mientras se tiende a hacer más deformable el exterior para que la energía que interviene en caso de colisión se vea absorbida por parte de la carrocería [2].



FIGURA 4: CHASIS JAGUAR XE. [7]

3.2. Proyecto OSVehicle.

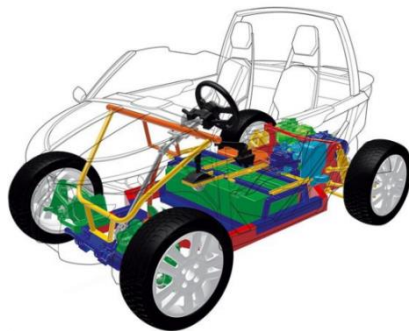


FIGURA 5: CHASIS, ELEMENTOS MECÁNICOS Y CARROCERÍA SOBREIMPRESIONADA DEL TABBY. [8]

OSVehicle es una empresa con sede en Hong Kong fundada por Francisco Liu y Ampelio Macchi (ambos ingenieros con décadas de experiencia en el sector de la automoción) junto con Carlo de Micheli para producir en serie una base asequible, fácil de ensamblar en la que los dueños pudieran diseñar y construir algo adaptado a sus necesidades específicas [8]. Su misión tal y como aparece en su página web es “democratizar la movilidad permitiendo a negocios y startups diseñar, prototipar y

construir vehículos eléctricos personalizados y servicios de transporte” [38].

Todo empezó cuando el hijo de Francisco, Tin Hang Liu, trabajando junto a su padre en un modelo eléctrico junto con Giugiaro entró en contacto con desarrolladores de Open Source Hardware, de donde surgió la idea de desarrollar un chasis abierto para construir vehículos [38].

Por lo que en 2013 salió a la luz la primera versión del proyecto, el Tabby (figura 5), el cual se basaba en ser un chasis modular, capaz de montarse en una hora sin usar herramientas especiales y de ser enviado en paquetes planos. Dando de esta forma la posibilidad de ensamblarse en zonas poco desarrolladas.

Al publicarse con una licencia Creative Commons cumplió con las palabras “open source” cuyas iniciales forman las dos primeras letras del nombre de la compañía.

Esta licencia otorga la posibilidad de que cualquiera pudiese descargarse los archivos y, con los materiales necesarios, pudiese montarse su propio chasis, así como diseñar variaciones o mejoras del chasis original siempre que se respete la autoría del creador original, tal y como sucede con software o música open source.



FIGURA 6: CHASIS TABBY EVO DE CUATRO PLAZAS. [18]

En 2015 publicaron una evolución de la plataforma llamada Tabby EVO (figura 6), esta vez exclusivamente eléctrica, al contrario que el primer modelo el cual también se proyectó híbrido. Esta versión tenía la posibilidad de ofrecer un modelo con una batalla más larga con la que se puede albergar un habitáculo para 4 pasajeros.

El chasis, al igual que en la primera versión, es independiente, para permitir una mejor adaptabilidad a los distintos proyectos que se desarrollen sobre la base, cuyas carrocerías y elementos específicos se acoplarían a este, más facilidad para el transporte de las piezas sin ensamblar y mejor acceso a la mecánica. Con esta técnica sigue una corriente similar a la de otros coches eléctricos como el BMW i3 o los Tesla (salvando las distancias presupuestarias y de tamaño, figuras 7 y 8) con una plataforma que contiene las baterías en la posición más baja posible para beneficiar la posición del centro de gravedad del coche.



FIGURA 7: CHASIS Y BATERÍA DE TESLA MODEL S. [10]



FIGURA 8: CHASIS Y CARROCERÍA DE BMW i3. [11]

Con este diseño de chasis se obtiene una plataforma que puede servir de nexo común para el desarrollo de distintos modelos, como sucedió en su momento con el chasis del Volkswagen Beetle, con el cual con pequeñas variaciones se desarrollaron modelos muy distintos entre sí alrededor del mundo, desde vehículos industriales hasta deportivos. También puede ser semejante el hecho de que, aunque el del Tabby sea completamente independiente, abre la puerta a que se incorporen añadidos que mejoren su rigidez estructural. Además, debido a su naturaleza modular es fácilmente adaptable a las necesidades que tengan los distintos diseños de carrocería que se planteen.

Siguiendo esta filosofía pretenden llevar el ahorro que obtienen las grandes compañías al compartir plataformas y elementos mecánicos comunes a vehículos pequeños, sistemas de transporte alternativo o, en definitiva, a todos los proyectos que se interesen en usarlo.

Desde su publicación se han creado proyectos que utilizan el chasis del Tabby EVO, algunos de los cuales han participado en eventos organizados por Naciones Unidas (ASLAN EV Pickup) o han ganado premios internacionales de diseño (L'affranchie, Red Dot Award). Otros a destacar pueden ser el e-VIAL, un coche conectado a internet diseñado y producido en Italia, o el proyecto Belo (figura 9), un claro ejemplo de la modularidad de la plataforma con sus múltiples adaptaciones [39].



FIGURA 9: DISTINTAS CONFIGURACIONES DEL PROYECTO BELO. [12]

Este año llegaron a un acuerdo con el grupo Renault y el fabricante de procesadores ARM para liberar al público la plataforma del modelo Twizy. Este es el primer movimiento en pos de los vehículos open source hecho por una gran compañía. La plataforma, que ya usaron otros fabricantes como Local Motors para el Strati, prototipo impreso en 3D [13], ha pasado a llamarse Renault POM (siglas de Platform Open Mind).

Actualmente se encuentran trabajando en el EDIT, un vehículo eléctrico autónomo y modular basado en la plataforma Tabby EVO [9].

3.3. Qué es un cuadríciclo.

A pesar de anunciar su adaptabilidad a otros formatos, el chasis del Tabby EVO está claramente diseñado para cuadríciclos de las categorías L6e y L7e [18].

En la Unión Europea los vehículos están divididos en categorías una variedad de criterios. Una de esas categorías es la L (regida por la directiva 2002/24/CE), la cual agrupa desde ciclomotores a cuadríciclos (también llamados cuatriciclos o minicoches), que a su vez está dividida en 7 categorías según peso, potencia, velocidad máxima y número de ruedas tal y como puede verse en la tabla 1.

Categorías por Criterios de Homologación	Descripción	Clasificación por criterios de construcción. Anexo II R.G.V.
Categoría L	Vehículos de motor de dos o tres ruedas, gemelas o no, y cuadríciclos, destinados a circular por carretera, así como sus componentes o unidades técnicas. (Directiva 2002/24/CE: fecha de aplicación para nuevos tipos el 09/11/2003 y para nueva matricula el 09/11/2004)	
Categoría L1e	Ciclomotores: vehículos de dos ruedas con una velocidad máxima por construcción no superior a 45 km/h, de cilindrada inferior o igual a 50 cm ³ (combustión interna) o potencia continua nominal máxima inferior o igual a 4 kW (motores eléctricos).	03
Categoría L2e	Vehículos de tres ruedas con una velocidad máxima por construcción no superior a 45 km/h, de cilindrada inferior a igual a 50 cm ³ (motores de encendido por chispa positiva) o potencia máxima inferior o igual a 4 kW (demás motores de combustión interna o motores eléctricos).	03, 05
Categoría L3e	Motocicletas: Vehículos de dos ruedas sin sidecar con un motor de cilindrada superior a 50 cm ³ y/o con una velocidad máxima por construcción superior a 45 km/h.	04
Categoría L4e	Vehículos de dos ruedas con sidecar con un motor de cilindrada superior a 50 cm ³ y/o con una velocidad máxima por construcción superior a 45 km/h.	04
Categoría L5e	Vehículos de tres ruedas simétricas con un motor de cilindrada superior a 50 cm ³ y/o con una velocidad máxima por construcción superior a 45 km/h.	05, 06
Categoría L6e	Cuadríciclos ligeros cuya masa en vacío sea inferior o igual a 350 kg., no incluida la masa de las baterías para los vehículos eléctricos, cuya velocidad máxima por construcción sea inferior o igual a 45 km/h, de cilindrada inferior o igual a 50 cm ³ (motores de encendido por chispa positiva) o potencia máxima inferior o igual a 4 kW (demás motores de combustión interna o motores eléctricos).	03
Categoría L7e	Cuadríciclos cuya masa en vacío sea inferior o igual a 400 kg. (550 kg. para vehículos destinados al transporte de mercancías), no incluida la masa de las baterías para los vehículos eléctricos, y potencia máxima inferior o igual a 15 kW.	06

TABLA 1: DIVISIÓN DE LA CATEGORÍA DE VEHÍCULOS L. [14]

Actualmente las categorías L6e y L7e de esta normativa están en proceso de renovación y aparte de cambiar algunos criterios de peso, se crearían otras dos subdivisiones en la categoría L6e y otras tres en la L7e, cada una clasificando lo vehículos de acuerdo a su tamaño, velocidad máxima, número de asientos, etc. A su vez cada subdivisión contempla categorías especiales para mayor especificidad [15].

Debido a que en los datos proporcionados por OSVehicle en su página web no nombran ninguna de esas subdivisiones se tomarán las clasificaciones de las categorías tal y como salen representadas en la tabla 1.

Los vehículos pertenecientes a la categoría L6e son los popularmente conocidos como “coches sin carnet” debido a que no es necesario obtener el permiso de conducción B para circular con ellos. Mientras que los de la categoría L7e son los clasificados como

cuadríciclos pesados, tienen un límite de potencia y peso superior a los anteriores además de ser necesario el carnet de conducir B. Un ejemplo de ambas categorías es el Renault Twizy, correspondiendo a la categoría L6e la versión 45 y a la L7e la versión 80.

Los vehículos de la categoría L, aunque en 2008 suponían solo un 3% del kilometraje total del transporte en carretera ya representaban el 20% de las emisiones totales del transporte en carretera, con expectativas de llegar al 36% en 2020. También cabe destacar la mortalidad en carretera, 18 veces superior a los turismos por distancia recorrida [16].

Es cierto que dentro de esta categoría se incluye una gran diversidad de vehículos y que los más comunes son los ciclomotores, pero no se deben despreciar estos datos para tener en cuenta los dos principales escollos que deben solucionar los cuadríciclos, que son la seguridad y la contaminación. Para solucionar el problema de seguridad se están realizando pruebas de impacto específicas para la categoría por parte de la Euro NCAP [17], además de empezar a extenderse equipamiento de seguridad estándar en turismos y de estar estudiándose un endurecimiento de las normas [15]. El problema de la contaminación parece que empieza a tenerse en cuenta con la irrupción de cuadríciclos eléctricos y dado que su hábitat natural son los entornos urbanos y una gran cantidad de ellos utiliza motores diésel (sobre todo en los L6e), debería ser apreciable.

En ambos aspectos la plataforma Tabby EVO toma medidas al respecto, con la posibilidad de incluir equipamiento de seguridad como cinturones, airbags o ABS y utilizando una motorización eléctrica.

3.4. Comparación de Tabby EVO con otros modelos del mercado.

A continuación, se compararán las características principales de la plataforma del Tabby EVO con otros vehículos, tanto cuadríciclos ligeros, como pesados o pequeños turismos eléctricos, para mostrar su viabilidad en el mercado y su situación en este. Los modelos usados en la comparación serán el Renault Twizy (también conocido como Nissan NMC en EEUU y como Renault POM en su vertiente open source, nombrada anteriormente), el Tazzari Zero city, el Citroën e-Mehari y el Chatenet CH 30 y CH 26 (figura 10).



FIGURA 10: RENAULT TWIZY [27], TAZZARI ZERO CITY [28], CHATENET CH30 [29] Y CITROËN E-MEHARI [30].

Modelo	Dimensiones (L/W/H) [mm]	Peso mínimo	Potencia	Velocidad máxima	Combustible	Autonomía	Precio mínimo	Categoría
Tabby EVO	2330/1488/1380* 3033/1488/1380*	520/ 570 kg	19 kW*	100 km/h*	Eléctrico	80 km*	*	L6e/L7e
Twizy 45	2338/1234/1454	445 kg	4 kW	45 km/h	Eléctrico	100 km	7305/ 11805 €**	L6e
Twizy 80	2338/1234/1454	473 kg	8 kW	80 km/h	Eléctrico	90 km	8015/ 12515 €**	L7e
Zero city	2795/1500/1450	450 kg***	15 kW	90 km/h	Eléctrico	200 km***	15300 €***	L7e
CH 30	3065/1567/1453	390 kg	15 kW	100 km/h	Gasolina	400 km	-	L7e
CH 26	3065/1567/1453	-	4 kW	45 km/h	Diésel	500 km	-	L6e
e-Mehari	3089/1728/1653	1460 kg	20 kW	110 km/h	Eléctrico	200 km	25085 €	M1


TABLA 2: ESPECIFICACIONES DE LOS DISTINTOS MODELOS, DATOS OBTENIDOS DE [18], [19], [20], [21], [22] Y [23].

*) El hecho de que Tabby EVO sea en sí un chasis y no un vehículo completo supone algunas de sus especificaciones o datos no se puedan comparar o sean, simplemente, estimaciones.

Por ejemplo la potencia publicada excede el límite de la categoría, por lo que debería ser limitada salvo que se homologase para la M1. El peso incluye el de las baterías, pero no la carrocería ni otros elementos necesarios para la circulación. Su velocidad y autonomía se vería afectada por los dos factores nombrados antes. Cuando aparecen dos datos en una misma casilla indica las diferencias entre la versión de dos plazas y la de cuatro.

Por último, el precio variaría dependiendo del diseño final, la cantidad de vehículos a la venta, etc. Dependiendo de las cantidades de chasis pedidos a OSVehicle y de sus especificaciones los precios anunciados y el ahorro que han estimado se muestran en la tabla 3.

R&D impact	
costs	US\$ 2 Million
time	3-years
impact	0

FREE

B2B pricing	R&D / Testing	Small batch	Bigger batch
Quantities	1	+250	+500
Target	Prototype	Startup	Production
Avg. market price	US\$ 100,000	US\$15,900	US\$10,900
Our price*	US\$12,480	US\$6,900	US\$3,900

Lithium batteries			
Quantities	1	+250	+500
Price*	US\$5,500	US\$5,000	US\$4,900

Total price : platform + batteries			
Quantities	1	+250	+500
Total price*	US\$17,980	US\$11,900	US\$8,800

TABLA 3: PRECIOS DE TABBIE EVO [26].

**) En el Renault Twizy se muestra el precio con alquiler de baterías y con compra de estas.

***) El peso del Tazzari Zero city es sin batería, la autonomía con el pack de baterías mayor y su precio con el pack de baterías menor.

Los datos omitidos de los Chatenet no fueron hallados en su página web.

Vistos todos estos datos se puede llegar a la conclusión de que un proyecto bien realizado con el chasis Tabby EVO puede competir en igualdad con el resto de la competencia en las categorías de cuadríciclos, ya que sus prestaciones y precio estimado según la tabla 3 lo colocan en una posición adecuada.

A otro nivel se sitúa el Citroën e-Mehari, su homologación para otra categoría se aprecia tanto en el peso, como en la potencia y el precio. Por lo que es de prever que si se homologase el chasis del Tabby EVO para la categoría M1 se produjese un consecuente aumento de peso y precio.



Destaca sobre todo la posibilidad que da a fabricantes más pequeños o con menos medios para que puedan desarrollar modelos con las mismas garantías que marcas más grandes, pudiendo permitir la fabricación de modelos más especializados o con tiradas más cortas sin que el precio se dispare.

El diseño de su chasis es similar al de otros modelos de cuadríciclos, como el Twizy antes nombrado o los cuadríciclos comerciales de Mega D-Truck [32] y e-Worker [33], por lo que es asumible que casi todos los modelos del mercado optarán por un chasis independiente.

3.5. Método de elementos finitos.

Como es habitual en la industria de la automoción, se usará un análisis de elementos finitos (o FEA según sus siglas en inglés) el cual consiste en el modelado de productos y sistemas en un entorno virtual, con el propósito de encontrar y resolver potenciales (o actuales) problemas estructurales o de rendimiento. FEA es la aplicación práctica del método de elementos finitos, que es utilizado por ingenieros y científicos para matemáticamente modelar y resolver numéricamente problemas de complejas estructuras, fluidos y de multifísica.

Un modelo de elementos finitos cuenta con un sistema de puntos, llamados "nodos", que constituyen la forma del diseño. Conectados a estos nodos están los mismos elementos finitos que forman la malla de elementos finitos y contienen el material y las propiedades estructurales del modelo, la definición de cómo va a reaccionar a ciertas condiciones. La densidad de la malla de los elementos finitos puede variar a través del material, en función del cambio esperado en los niveles de estrés de un área en particular. Partes que experimentan grandes cambios en tensiones por lo general requieren una densidad de malla superiores a los que la experiencia de variación supone poco o ningún esfuerzo. Los puntos de interés pueden incluir los puntos de fractura del material previamente probado, filetes, esquinas, detalles complejos y áreas con alto estrés.

Los modelos de elementos finitos (FE) pueden ser creados usando elementos en una dimensión (1D beam), dos dimensiones (2D shell) o tridimensionales (3D solid). Mediante el uso de elementos beam y shell en lugar de elementos solid, un modelo representativo se puede crear con menos nodos sin comprometer la precisión. Cada combinación de modelos requiere una diversa gama de propiedades que se definen como:

- Áreas de la sección.
- Momentos de inercia.
- Torsión constante.
- Espesor de la chapa.
- Resistencia a la flexión.
- Corte transversal.



Para simular los efectos de los entornos reales de trabajo en la FEA, los distintos tipos de carga se pueden aplicar a la modelo de elementos finitos, incluyendo:

- Nodal: fuerzas, momentos, los desplazamientos, velocidades, aceleraciones, temperatura y flujo de calor.
- Por elementos: carga distribuida, presión, temperatura y flujo de calor.
- Las cargas de aceleración del cuerpo (la gravedad).

Los tipos de análisis son:

- Estática lineal: análisis lineal con las cargas aplicadas y las limitaciones que son estáticas.
- Estática y la dinámica no lineal: los efectos debidos al contacto (donde una parte del modelo entra en contacto con otra), las definiciones de material no lineal (plasticidad, elasticidad, etc) y el desplazamiento de gran tamaño (las cepas que superan la teoría de baja cilindrada que limitan un enfoque de análisis lineal).
- Modos Normal: frecuencias naturales de vibración.
- Respuesta dinámica: las cargas o movimientos que varían con el tiempo y la frecuencia.
- Pandeo: carga crítica en la que una estructura se vuelve inestable.
- La transferencia de calor: el cambio de conducción, radiación.

Los resultados típicos calculados por el programa incluyen:

- Desplazamiento nodal, velocidades y aceleraciones.
- Las fuerzas elementales, deformaciones y tensiones.

El análisis por elementos finitos puede ser utilizado en el diseño de nuevos productos, o para refinar un producto ya existente, para asegurar que el diseño será capaz de realizar las especificaciones antes de la fabricación. Con FEA se puede:

- Predecir y mejorar el rendimiento y fiabilidad del producto.
- Reducir la creación de prototipos físicos y pruebas.
- Evaluar los diferentes diseños y materiales.
- Optimizar el diseño y reducir el uso de materiales.

[24]

A pesar de las innegables ventajas que introduce el método de elementos finitos, también presenta algunos inconvenientes derivados de que la exactitud de los resultados depende del tipo de elemento, de su número y de su distribución en la estructura; de las variaciones del espesor real de la chapa por las embuticiones; la anisotropía local del material o de las uniones soldadas que no se pueden modelizar de forma precisa [1]. Por ello algunos de los resultados obtenidos en determinadas zonas conflictivas podrán diferir en mayor o menor medida de la realidad, siendo necesario para averiguar su comportamiento realista un mayor refinado del modelo o directamente una simulación específica del elemento en cuestión.



Aunque el origen del método de elementos finitos puede rastrearse hasta principios del siglo 20, Richard Courant a principios de la década de 1940 ha sido acreditado como la primera persona en desarrollar este método. Más adelante, en 1950 Boeing empezó a utilizar el sistema para comprobar los esfuerzos de las alas de sus modelos. En los años 60 esta forma de cálculo se extendió a otras áreas de la ingeniería y se popularizó el nombre con el que lo conocemos ahora, es decir, método de elementos finitos [25].

3.6. Software utilizado.

El programa usado para las simulaciones será ANSYS®. Su primera versión se remonta a 1971 [25] y es un programa de análisis de elementos finitos ampliamente extendido por multitud de sectores industriales, siendo uno de los líderes en su campo. Gracias a su gran cantidad de módulos sirve para resolver problemas de física de fluidos, transferencia de calor, electromagnetismo, cálculo de impactos, etc.

Su módulo Mechanical es una herramienta de análisis de elementos finitos que permite realizar análisis estructurales y resolver problemas complejos incluidos estudios lineales, no lineales y dinámicos. Además, proporciona un completo conjunto de comportamientos de elementos, modelos de materiales y solución de ecuaciones para una amplia gama de problemas de diseño mecánico [31]. En concreto se utilizará el ANSYS® Mechanical APDL (ANSYS® Parametric Design Language) por el gran control que ofrece tanto en el planteamiento de los problemas como en el análisis de las soluciones.

Para visualizar el modelo 3D original proporcionado por OSVehicle y para tomar las medidas necesarias para su posterior representación en ANSYS® se ha usado FreeCAD, que es una herramienta de diseño asistido por ordenador (CAD en sus siglas en inglés) open source y de descarga gratuita. Esta función podría haber sido cubierta por cualquier programa CAD similar, sin embargo, se optó por continuar con este por comodidad y rendimiento en el ordenador utilizado para ello.

4. Modelización del chasis.

El diseño de los chasis en 3D está disponible para descarga en la página web de OSVehicle después de haber hecho alguna de las interacciones que proponen en sus redes sociales, en concreto se eligió el de cuatro plazas. Está en formato STEP, que es un formato universal, pero recomiendan abrirlo con FreeCAD.

Tiempo después del inicio de este proyecto se puso a disposición de los usuarios los planos en 2D de los chasis, pero en este caso no se usaron.

Una vez completada la descarga del chasis y el programa se puede visualizar cómo en el conjunto se incluyen muchas piezas que no presentan ninguna función estructural, por lo que el primer paso es simplificar el conjunto y dejarlo en el bastidor desnudo (figura 11).

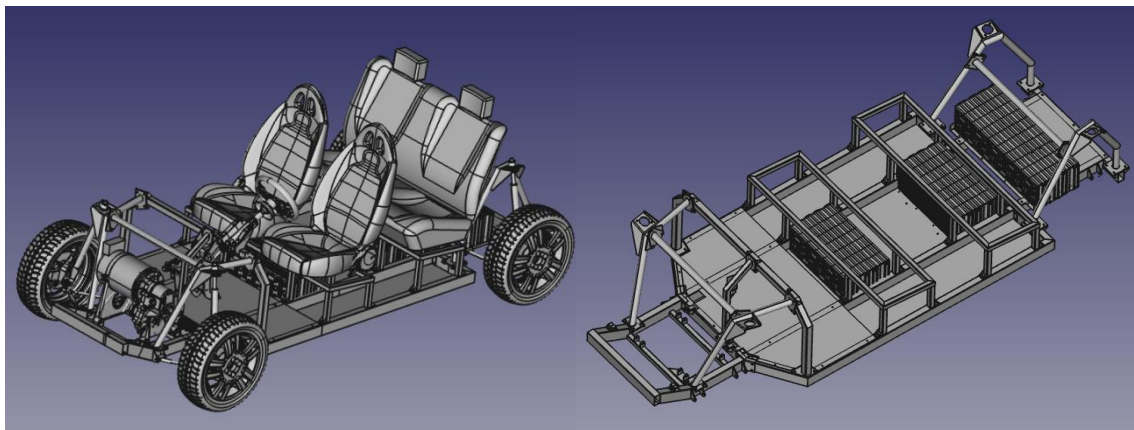


FIGURA 11: CHASIS COMPLETO Y CHASIS SIMPLIFICADO.

Una vez hecho esto empieza la modelización propiamente dicha. Como realizar el análisis de elementos finitos con piezas sólidas consumiría muchos recursos y dado que el chasis está compuesto en su práctica totalidad por piezas creadas con chapas planas se hará en su lugar un análisis de placas planas utilizando elementos Shell. Estos elementos no tienen espesor físico, sino que es un parámetro que se incluye posteriormente para que el programa realice los cálculos pertinentes. Son recomendables para modelizar piezas finas en las que su grosor no afecte al comportamiento global del modelo.



Su falta de espesor supone un pequeño problema para la modelización, porque al estar el modelo en tres dimensiones hace falta ajustar las medidas para que encajen las piezas planas, además de hacerlo de tal manera que no comprometa los cálculos.

Para ello se utilizará el modelo de planos medios. Este consiste en sustituir en el modelo sobre el que se realizará el cálculo un sólido por un plano situado a la mitad del espesor de la pieza original, siempre y cuando fuera posible por su geometría. Debe hacerse con cuidado para mantener dentro de lo posible una geometría lo más similar a la original, además de inter no afectar de forma significativa al momento de inercia de la pieza.

La geometría que se mallará para hacer el cálculo de elementos finitos se realizará directamente en el módulo Mechanical APDL de ANSYS ®. Podría hacerse con una herramienta CAD externa, sin embargo, debido a la estricta precisión con la que funciona ANSYS ® y por los problemas derivados de la conversión del archivo es preferible utilizar directamente este programa, que será el usado para los pasos posteriores.

Antes de empezar a dibujar la geometría es conveniente definir algunos parámetros. ANSYS ® no trabaja con unidades específicas, por lo que es necesario especificarlas según la usada para la longitud, como la escogida son milímetros las unidades empleadas en las simulaciones serán las siguientes:

Longitud	Milímetros [mm]
Masa	Toneladas [T]
Densidad	T/mm ³
Aceleración	mm/s ²
Fuerza	Newtons [N]
Presión	Megapascals [MPa]

TABLA 4: UNIDADES UTILIZADAS EN ANSYS ®.



Todo lo necesario para la modelización del chasis se encuentra en el apartado **Preprocesor** del menú principal que aparece a la izquierda (figura 12).

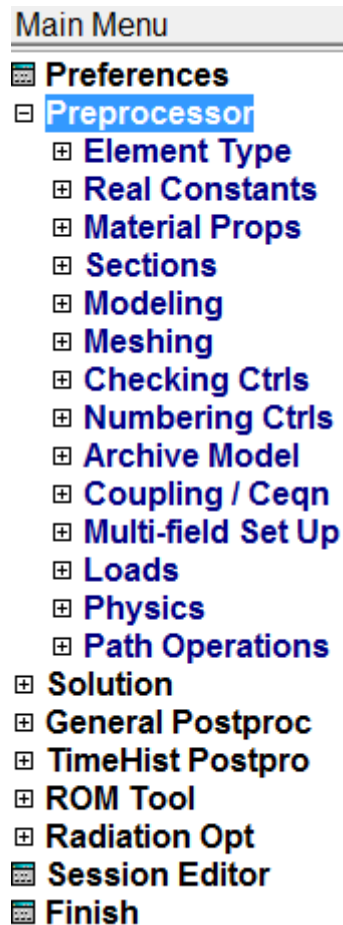


FIGURA 12: MENÚ PRINCIPAL DE ANSYS® MECHANICAL APDL.

4.1. Determinación del tipo de elemento, material y secciones.

Lo primero que se puede seleccionar es el tipo de elemento en **Element Type**, que dictaminará el comportamiento de la geometría que se dibuje en los análisis posteriores (figura 13). En este caso se elegirá un tipo Shell 3D 4node 181 al ser el que mejor se adapta a nuestras características, como se ha explicado anteriormente.

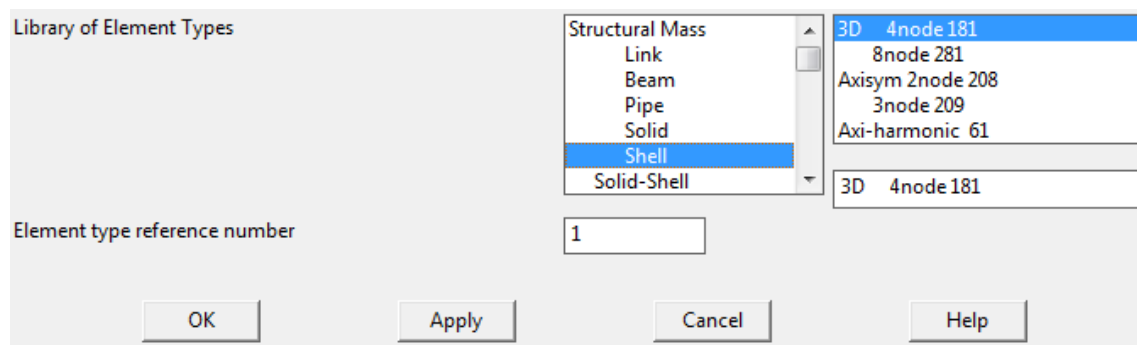


FIGURA 13: ELECCIÓN DE TIPO DE ELEMENTO.

El siguiente paso será definir el material a utilizar en **Material Props**, porque el tipo de sección elegido no trabaja con Real Constants. Aquí hará falta seleccionar Material Models, donde a su vez se escogerán las características (figura 14) y se introducirán los datos necesarios para ello.

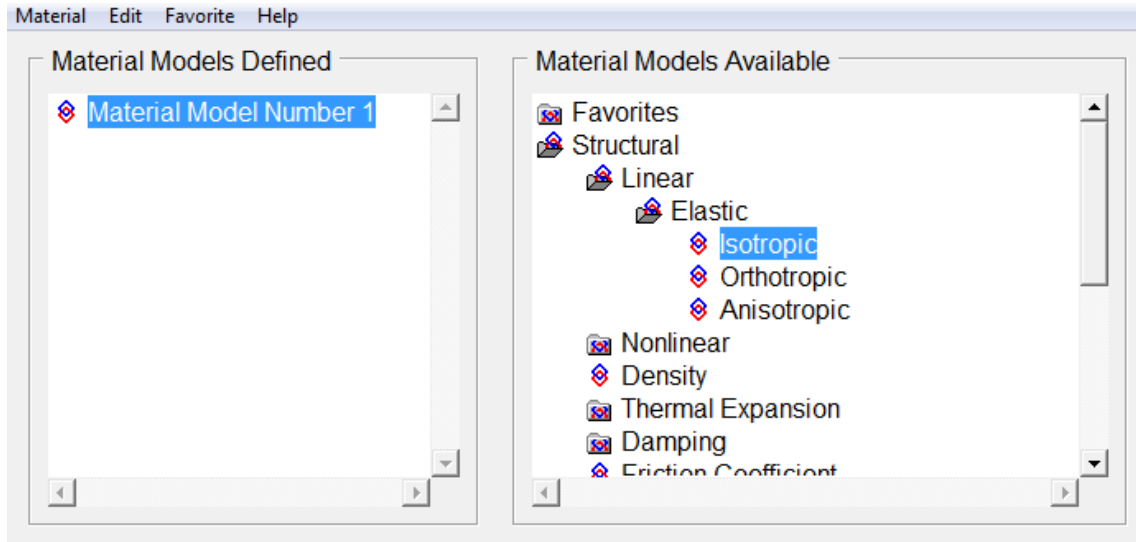


FIGURA 14: ELECCIÓN DE TIPO DE MATERIAL.

El chasis del Tabby EVO está construido en su totalidad por acero S-235 JR. Para el cálculo a realizar se tomará la suposición de que el material es isotrópico, lineal y perfectamente elástico. Una vez escogidas estas opciones, pedirá rellenar dos casillas, EX y PRXY, las cuales corresponden respectivamente al módulo de Young y al coeficiente de Poisson. Después se seleccionará el apartado de densidad, ya que será necesaria debido a la presencia de aceleraciones en el modelo.

Los valores que se introducirán serán los siguientes:

Módulo de Young	$2.1 \cdot 10^5$ MPa
Coeficiente de Poisson	0.3
Densidad	$7.850 \cdot 10^{-9}$ T/mm ³

TABLA 5: PROPIEDADES DEL ACERO.

Siguiendo el orden del menú principal el siguiente apartado es **Sections**, en el que, como indica su propio nombre, se definirán las secciones del chasis. Debido a la naturaleza del modelo de placas planas, cuando se encuentra varias secciones unas encima de otras hace falta modelizar un solo plano con un único espesor, lo que implica que cuando se creen todas las secciones también hará falta crear todas las sumas de espesores posibles.



Para ello en Sections se elegirá el tipo de elemento que se esté usando y después en Lay-up se añadirán las secciones correspondientes a los distintos espesores. Cada sección va asociada a un número de identificación ID el cual habrá que cambiar cada vez que se quiera crear una nueva, porque si no se sobrescribirán las sucesivas secciones (figura 15).

	Thickness	Material ID	Orientation	Integration Pts	Pictorial View
1	2	1	0.0	3	

FIGURA 15: CREACIÓN DE UNA SECCIÓN.

En este modelo se crearán secciones que varían desde uno hasta once milímetros de espesor para representar todas las superposiciones de material existentes en el chasis.

Todos estos parámetros se pueden definir después de haber realizado la representación gráfica del chasis, pero se han expuesto por orden de aparición en el menú para ofrecer el orden lógico del programa.

Otros menús a destacar antes de comenzar con la modelización del chasis son **Select**, **Plot** y **Plot Cntrls**, situados en la barra de menús superior. Con Select se puede seleccionar qué elementos del modelo aparecen o no, los que no estén seleccionados se dejan de tener en cuenta para el resto de operaciones hasta que se vuelvan a seleccionar. Plot sirve, entre otras cosas, para decidir qué nivel del modelo se muestra en cada momento, es decir puntos, líneas, áreas, etc. Plot Cntrls se utiliza para seleccionar cómo se muestra lo que está en pantalla, pudiendo elegir distintas clases de información de los elementos y la forma de enseñarla.

Estos tres menús serán de vital importancia durante todo el proceso de representación gráfica, de diseño de las simulaciones y de análisis de estas, porque simplifican muchas de las tareas a realizar una vez aparecen muchos elementos en pantalla.

4.2. Representación gráfica del chasis.

Hecho todo lo anterior, se puede proceder al dibujo del chasis propiamente dicho. Lo siguiente que aparece en el menú principal es el apartado **Modeling**, en que se encuentra todo lo necesario para representar el chasis. La herramienta de dibujo que proporciona consiste en la colocación de puntos en el espacio y unirlos con líneas y con estas crear áreas y volúmenes. Estos puntos representarán los vértices del modelo y las líneas las aristas.

Hay que tener en cuenta que, al usar modelo de planos medios, se irá incrementando un pequeño error respecto al modelo real conforme se construya el chasis. Para simplificar la tarea se hará uso de diversas herramientas que proporciona el programa que se explicarán posteriormente.

Los puntos nombrados antes son conocidos como Keypoints, y el primer paso es colocar el primero de ellos. Para ello se hará uso del apartado Create → In active CS, en el que se deben colocar las coordenadas absolutas del keypoint respecto al sistema de coordenadas activo, como indica su nombre (figura 16).

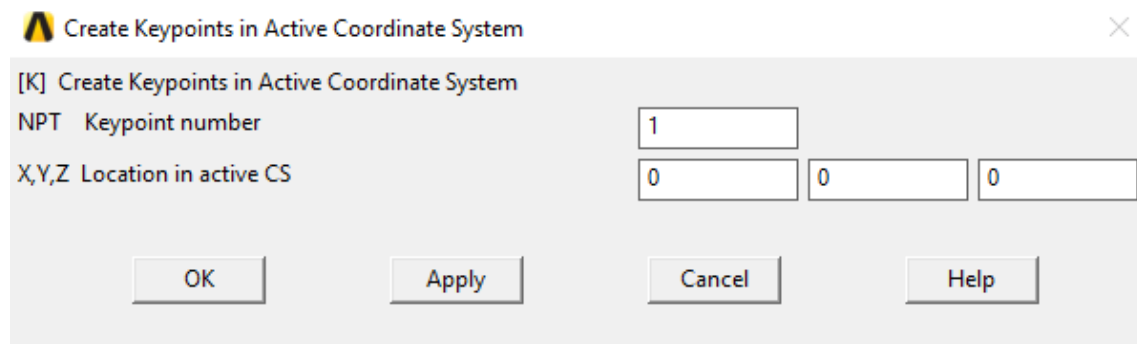


FIGURA 16: CREACIÓN DEL PRIMER PUNTO DEL MODELO.

Este punto irá justo en el origen de dicho sistema, por lo que servirá como punto de referencia para el resto de puntos que conformen la pieza y el modelo. Se corresponderá con el vértice inferior derecho de la parte delantera del primer travesaño si se ve el chasis desde su parte frontal. El eje X corresponderá a las medidas longitudinales del chasis, el eje Y a las transversales y el eje Z a la altura, puede verse en la figura 17.

Para la creación de los siguientes puntos se usará la herramienta copy keypoint, en la cual ya solo hace falta introducir la distancia relativa respecto al punto original que quieres copiar. Después de esto se unirán los puntos con líneas, usando para ello Create → Line → Straight Line y seleccionando los keypoints a unir.

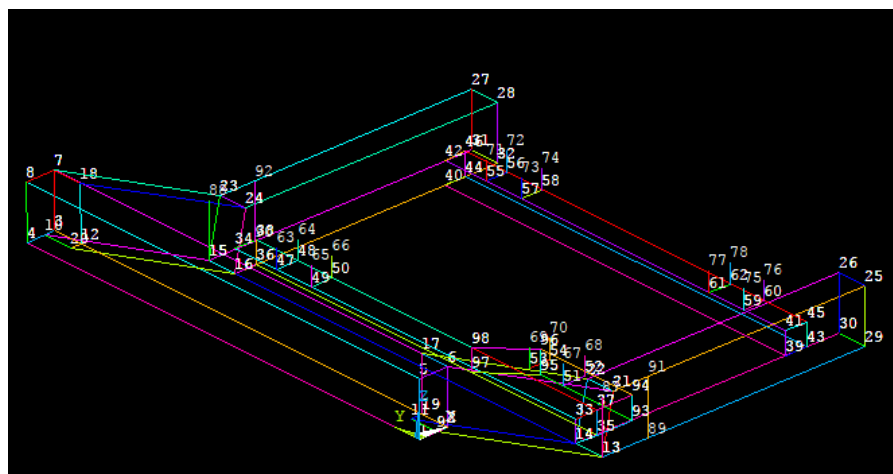


FIGURA 17: DETALLE DE ENTRAMADO DE LÍNEAS INICIAL.

Para comprobar la distancia entre diversos keypoints se debe usar Check Geom → KP distances, donde indica la distancia total entre los puntos y respecto a los ejes del sistema de coordenadas.

El entramado de puntos, líneas y áreas que componen la geometría del chasis sirven únicamente como guía de la malla que supondrá la base sobre la que se ejecuten los cálculos, por ello es importante que todos los elementos estén unidos entre sí, porque si no se tendrán en cuenta en los cálculos posteriores, quedando fuera del modelo.

Esto se aplica tanto a keypoints como a líneas y áreas, si no comparten un nexo común (las líneas un keypoint, las áreas una línea) no están físicamente unidas por lo tanto puede llevar a error en las simulaciones. Para evitar esto a veces será necesario crear líneas extra que formen divisiones de área nuevas pero que permitan de esta forma que todo el modelo sea un conjunto completo (figura 18).

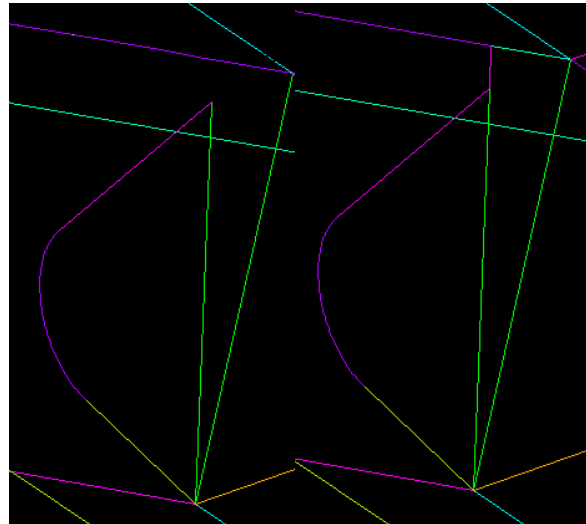


FIGURA 18: DETALLE DE PIEZA NO UNIDA AL RESTO DEL MODELO Y CORRECCIÓN HECHA PARA SOLUCIONARLO.

Esto también significa que algunas piezas que en el modelo en 3D no tienen contacto real, aquí sea necesario dibujar su intersección. Como en el modelo de planos medios no se tiene en cuenta el espesor de las piezas al dibujarlo, muchas compartirán un mismo plano entre sí lo que implica que se deberán medir con especial atención para crear correctamente sus intersecciones (figura 19).

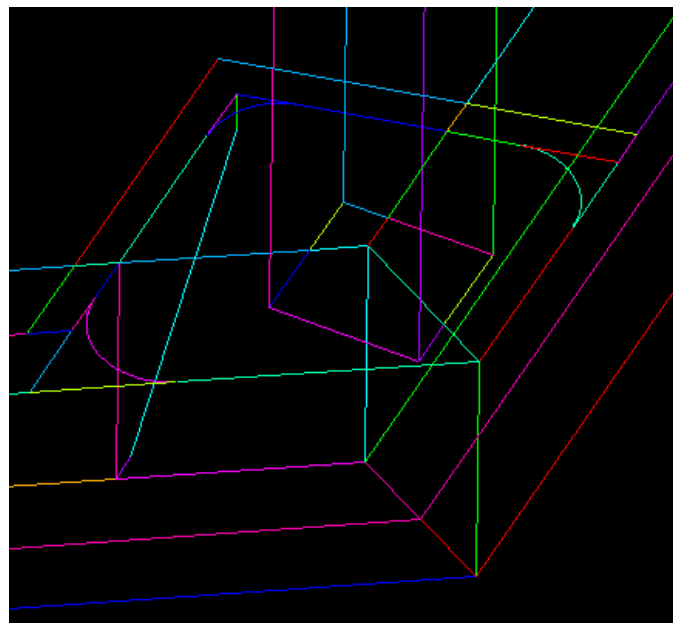


FIGURA 19: DETALLE INTERSECCIÓN DE LÍNEAS.

En estas situaciones es muy útil la utilizar la función Divide, dentro de Operate → Booleans. Esta herramienta lo que hace es dividir un elemento que se haya escogido con otro que se cruce con él, como una línea o un área, generando de esta manera los nuevos elementos surgidos de la división, pero borrando los usados para dividir. Es más recomendable que la función Intersect, la cual no solo borra el elemento divisor sino también el dividido, dejando únicamente el resultado de esa intersección, ya sea un punto, una línea o un área.

Cuando se dibujan piezas inclinadas o se quieren colocar varios puntos a lo largo de una sola recta es útil usar el cambio de **Working Plane**. Esto sitúa un origen de coordenadas local en la posición que se haya seleccionado, hay varias opciones para hacerlo, la más utilizada en este caso es Align WP with → Keypoints +. Después de seleccionarla se deberán escoger los keypoints que darán sentido a las direcciones, el primer keypoint será el origen de coordenadas, el segundo indica el sentido positivo del eje X y el tercero el sentido positivo del eje Y. Una vez colocado este origen de coordenadas, los valores introducidos para las distancias en esos ejes tomarán como referencia este origen de coordenadas, además de convertirse en el plano de trabajo operativo, lo que significa que las circunferencias aparecerán en el plano X Y establecido.

Dibujar curvas y circunferencias en el CAD de Mechanical APDL no es demasiado intuitivo además de dar lugar a errores, como problemas de precisión, en bastantes ocasiones, o que aun cumpliendo los requisitos para el dibujo el programa no lo realice. Existen herramientas específicas para dibujar circunferencias y arcos, sin embargo debido a lo dicho antes, es mejor no utilizarlas y usar otras en su lugar.

Si se quiere hacer un arco parcial la herramienta más recomendable es Lines → Line Fillet. Esta herramienta crea un arco del radio indicado entre dos líneas conexas entre sí. Ha sido necesario el uso de esta herramienta, por ejemplo, en los soportes del motor (figura 20) y de los brazos de la suspensión, ya que resultaba más rápido calcular dónde debían situarse las líneas sobre las que crear el arco mediante Line Fillet que realizarlo usando las herramientas destinadas para ello, ya que la gran mayoría de ocasiones o no funcionaban o no proporcionaron el resultado deseado.

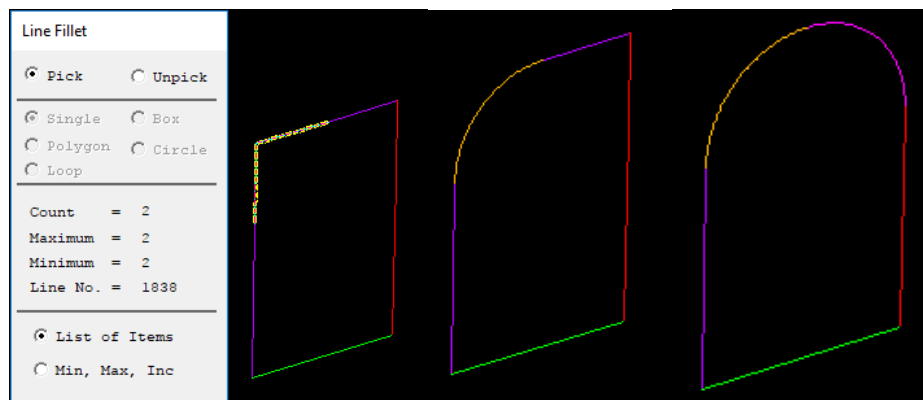


FIGURA 20: SOPORTE DE MOTOR HECHO MEDIANTE LINE FILLET.

Para hacer circunferencias lo mejor es crear directamente un área circular, porque en estas existe la posibilidad de hacerlo By Dimensions, es decir introduciendo el radio del círculo numéricamente. Esto da mucho más control que el equivalente de la circunferencia de By Cent & Radius, en el que se debe introducir el radio de la misma mediante la posición del ratón en la pantalla. La única desventaja es que siempre se crearán en el centro del origen de coordenadas que se esté utilizando en el plano XY, pero eso es resuelto de forma fácil con el traslado de Working Plane comentado antes. Al crear el área también dibuja las líneas de alrededor que es el objetivo buscado.

Un buen ejemplo del uso de la creación de círculos, la creación de un nuevo plano de trabajo y la herramienta Divide puede verse en las estructuras que dan sustento a los soportes verticales de la suspensión. Están formadas por tubos cilíndricos cortados en ángulo y soldados entre sí a distintos ángulos (figura 21).

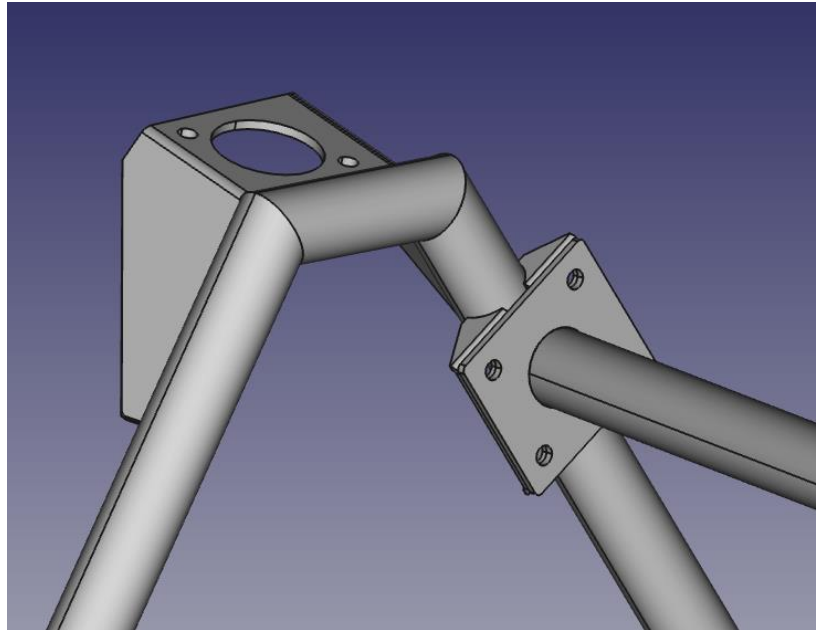


FIGURA 21: DETALLE DE TUBOS CILÍNDRICOS.

Para realizarlas fue necesario establecer el ángulo en el que se situaban los distintos tubos y crear unas líneas de trayectoria para colocar con mayor facilidad los working planes necesarios para los círculos. Una vez hechos estos se crean los tubos haciendo áreas por Skinning (dentro de Arbitrary), para esta función se necesita dibujar la sección inicial y final del área a dibujar, en este caso circunferencias, y el programa crea el área que se adapta mejor. El proceso puede verse en la figura 22.

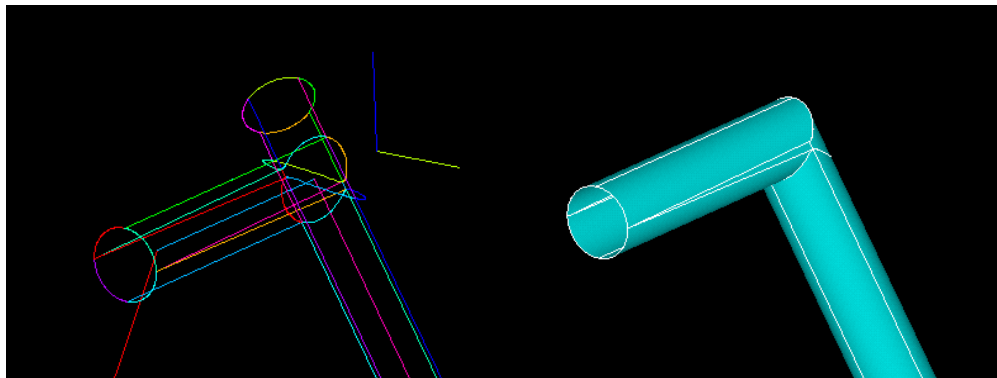


FIGURA 22: DETALLE DE LA CREACIÓN DE LOS TUBOS CILÍNDRICOS.

La mayor dificultad de esta parte son las uniones entre los tubos. Para hacerlas de una forma fiel solo era posible creando unos tubos ligeramente más largos y después usar Divide para dibujar la intersección en uno de ellos. El problema es que el CAD de ANSYS® tiene una tolerancia muy baja para hacerlo por lo que, aunque virtualmente estuviesen perfectamente alineados los tubos, el programa no lo detectaba así y no permitía realizar la operación.

Así que se optó por disminuir unas centésimas de milímetro el radio de algunos de los tubos, lo mínimo hasta que ANSYS® dejase de detectar el error. Esto se hizo porque se estimó que no afectaría demasiado a los resultados de las simulaciones ya que la diferencia del plano usado respecto al plano medio es inapreciable. La contrapartida de este método son algunos pequeños desajustes en las áreas resultantes, pero tampoco tienen un efecto considerable en la malla generada. El acabado se muestra en la figura 23.

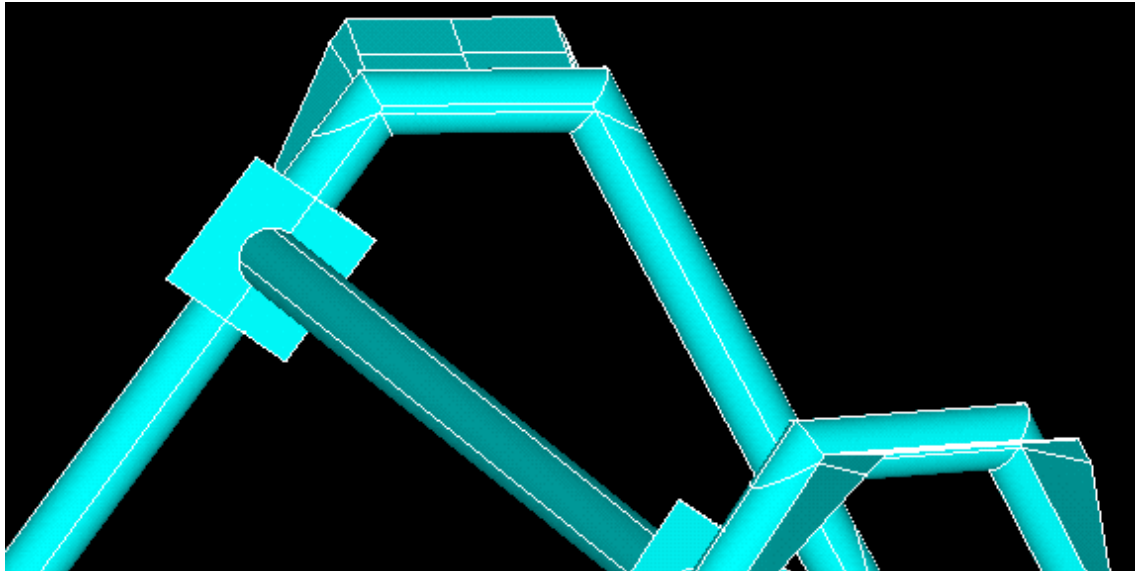


FIGURA 23: DETALLE DEL RESULTADO FINAL DE LOS TUBOS.

Una herramienta que permite ahorrar tiempo es Reflect, dentro del menú Copy. Su función es crear una copia simétrica de los elementos seleccionados respecto al plano que se decida del sistema de coordenadas activo en ese momento.

Sin embargo, un problema habitual que puede aparecer es la simultaneidad de dos keypoints o dos líneas en el mismo espacio físico. Esto significa que, en caso de que cada uno se utilice para dibujar una parte diferente, estas no se queden interconectadas. Sobre todo suele ocurrir después de copiar un elemento, realizar varias operaciones de creación de curvas, intersección o división de líneas.

Para evitarlo se ha procedido a dibujar el modelo de la forma más elemental siempre que fuese posible, es decir, crear todas las líneas y puntos y después las áreas que se sitúan entre ellos (figura 24). Este método, aunque más lento, proporciona más seguridad sobre el resultado final, ya que se debe comprobar la correcta creación de cada área. En otras ocasiones, por practicidad se optó por crear áreas directamente.

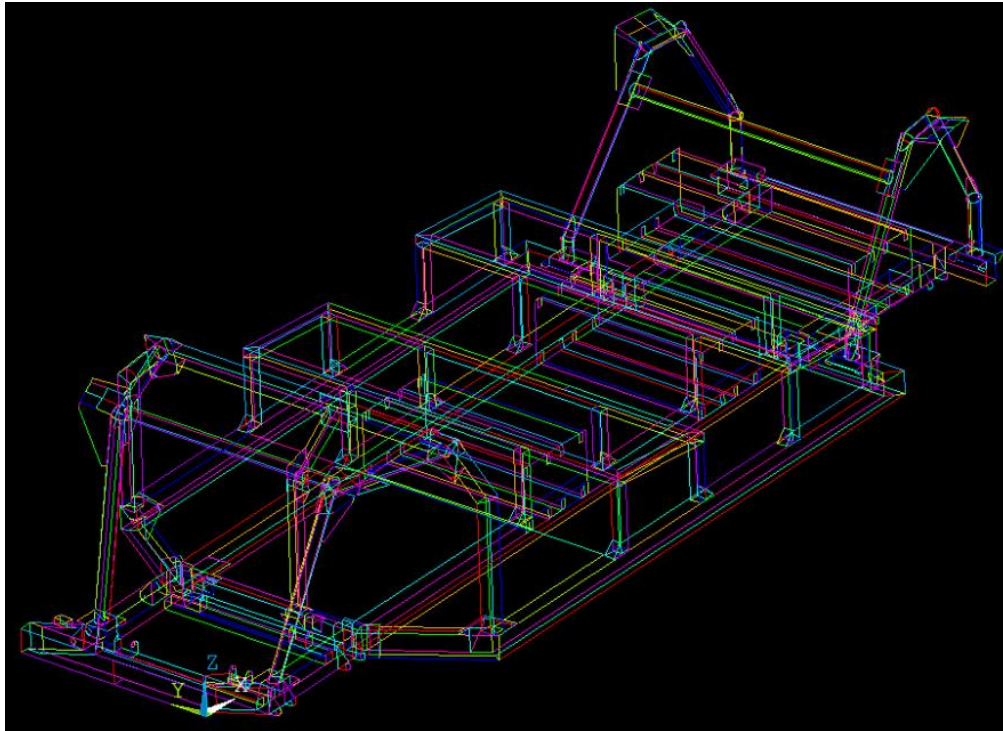


FIGURA 24: ENTRAMADO DE LÍNEAS DEL CHASIS FINAL.

De todas formas, en caso de la existencia de dos elementos en la misma posición espacial existen dos maneras de solucionarlos. Una es usando la función Glue, dentro de Operate → Booleans, la cual fusiona los elementos seleccionados del mismo tipo que estén compartiendo posición. Otra forma, más directa y global es usar **Numbering Cntrls** → Merge items, que realiza la misma función sin tener que seleccionar los elementos de uno en uno.

Para crear áreas línea a línea se usa la función By Lines. Para que ANSYS® cree un área de esta forma es necesario que si tiene más de cuatro líneas todas estén en el mismo plano, ya que en caso contrario no será capaz de hacerlo. Por este motivo en algunas piezas será necesario crear alguna línea extra para adaptarse a las limitaciones geométricas.

Hay una parte del chasis que tiene una solución complicada, y es las sujeciones de las baterías. No están muy aclaradas en el modelo en 3D y tienen una difícil adaptación al modelo de placas, por lo que se optó por una solución de compromiso simplificando su estructura (figura 25).

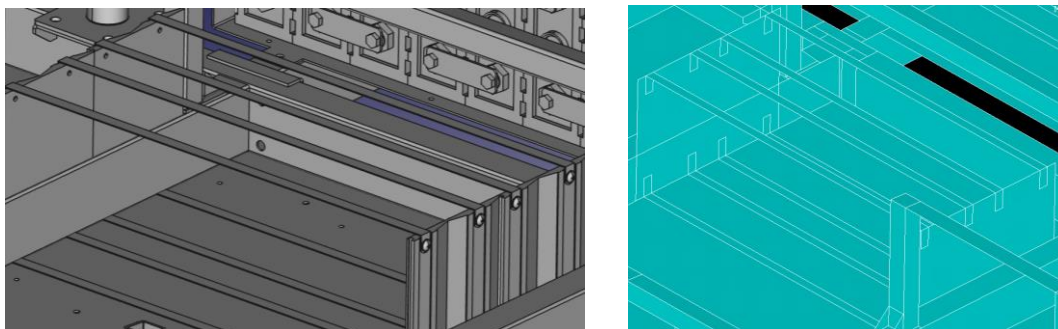


FIGURA 25: SUJECCIÓN DE BATERÍAS ORIGINAL Y SIMPLIFICACIÓN EN EL MODELO FINAL.

Otra simplificación que se realizó fue en las piezas agujereadas de los distintos apoyos, en las que para simplificar el modelo que se sometería a los análisis se eliminó dicho agujero y se sustituyó por un keypoint en su lugar. De esta forma sería más sencillo aplicar las condiciones de cada una de las simulaciones al chasis, ya que en este proyecto lo que se estudia es el comportamiento global del bastidor, no los componentes individuales que conforman los apoyos (figura 26).

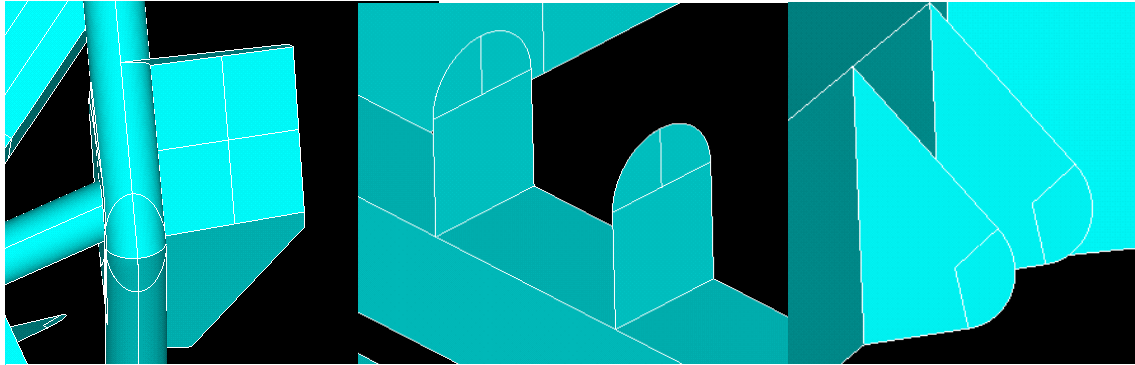


FIGURA 26: DETALLE DE LA SIMPLIFICACIÓN DE LOS AGUJEROS DE LOS SOPORTES DE LOS AMORTIGUADORES, DEL MOTOR Y DE LOS BRAZOS DE LA SUSPENSIÓN.

Los agujeros presentes en otras piezas para la colocación de tornillos se eliminaron ya que las uniones entre las piezas se suponen perfectas.

4.3. Mallado del modelo.

Acabada la parte de modelización propiamente dicha se puede crear la malla, porque hay que tener en cuenta que una vez hecha esta, cualquier cambio en la geometría no se verá reflejado, siendo necesario volver a realizar la malla para que lo incluya.

Para hacerla habrá que utilizar el apartado **Meshing**, dentro del apartado Preprocessor del menú principal. El primer paso será asignar las secciones al chasis, para ahorrar tiempo se puede seleccionar Mesh Attributes → All Areas y la sección que más se repita en el modelo, de esta forma se asignarán a todas las áreas esta sección. Después con Picked Areas en el mismo apartado se seleccionarán áreas específicas y se les asignará la sección que corresponda, puede verse el resultado en la figura 27.

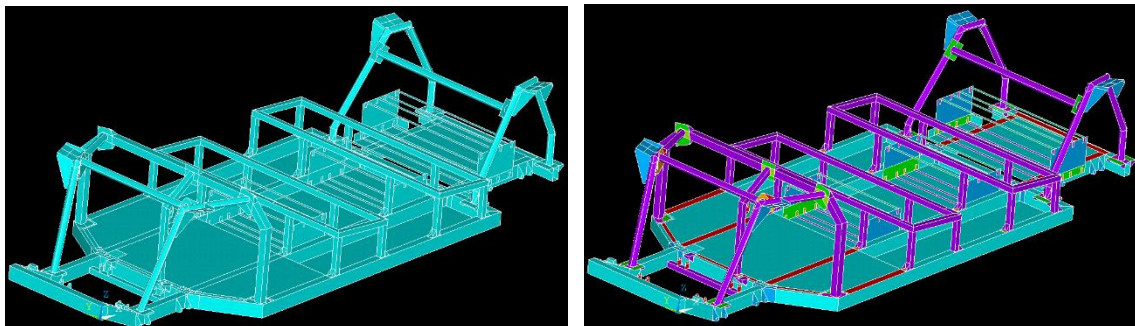


FIGURA 27: COMPARACIÓN DEL CHASIS ANTES DE ASIGNAR LAS SECCIONES Y DESPUÉS.

Para crear la malla se utilizará la función Mesh Tool de mallado automático (figura 28), se deberá especificar el tamaño del elemento en Size Controls (o bien el global o bien el de áreas escogiéndolas todas), en este caso se escogió 7 mm, y se deberá seleccionar la forma de mallado. Aquí se podrá escoger entre forma de elemento triangular o de cuatro lados y un mallado libre o mapeado. La combinación más recomendable para obtener unos resultados óptimos y más exactos es Quad – Mapped, pero no es posible en este modelo por las limitaciones que tiene el programa para mapear polígonos de más de cuatro lados, aunque sean planos y regulares.

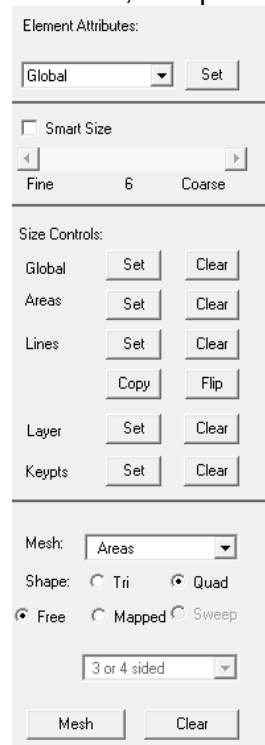


FIGURA 28: MENÚ DE HERRAMIENTA DE MALLADO.

Una vez seleccionados los parámetros el programa procederá a mallar los elementos seleccionados, en este caso todo el chasis. Al terminar de hacerlo saldrá un mensaje de aviso en el que indicará la cantidad de elementos de la malla que no cumplen con los criterios de forma. En caso de que fuese un número muy elevado sería necesario refinar la malla reduciendo el tamaño de los elementos o mallar de forma individual las partes afectadas porque comprometería la precisión del cálculo. En la ventana de información (Output Window) aparecerán unas estadísticas más detalladas al respecto (figura 29).

<<<<<< SHAPE TESTING SUMMARY >>>>>> <<<<<< FOR NEW OR MODIFIED ELEMENTS >>>>>>				
! Element count 178718 SHELL181 !				
Test	Number tested	Warning count	Error count	Warn+Err %
Aspect Ratio	178718	39	0	0.02 %
Parallel Deviation	178077	13	0	0.01 %
Maximum Angle	178718	45	0	0.03 %
Jacobian Ratio	178718	4	0	0.00 %
Warping Factor	178077	0	0	0.00 %
Any	178718	91	0	0.05 %
*** WARNING *** CP = 124.957 TIME= 17:11:02 Shape testing revealed that 91 of the 178718 new or modified elements violate shape warning limits. To review test results, please see the output file or issue the CHECK command. PRODUCE ELEMENT PLOT IN DSYS = 0				

FIGURA 29: RESULTADO DEL MALLADO EN LA OUTPUT WINDOW.



En la malla obtenida el recuento de elementos que no cumplen los criterios es 91 de 171718, así que puede darse por buena. En la figura 30 se muestra el aspecto de dicha final.

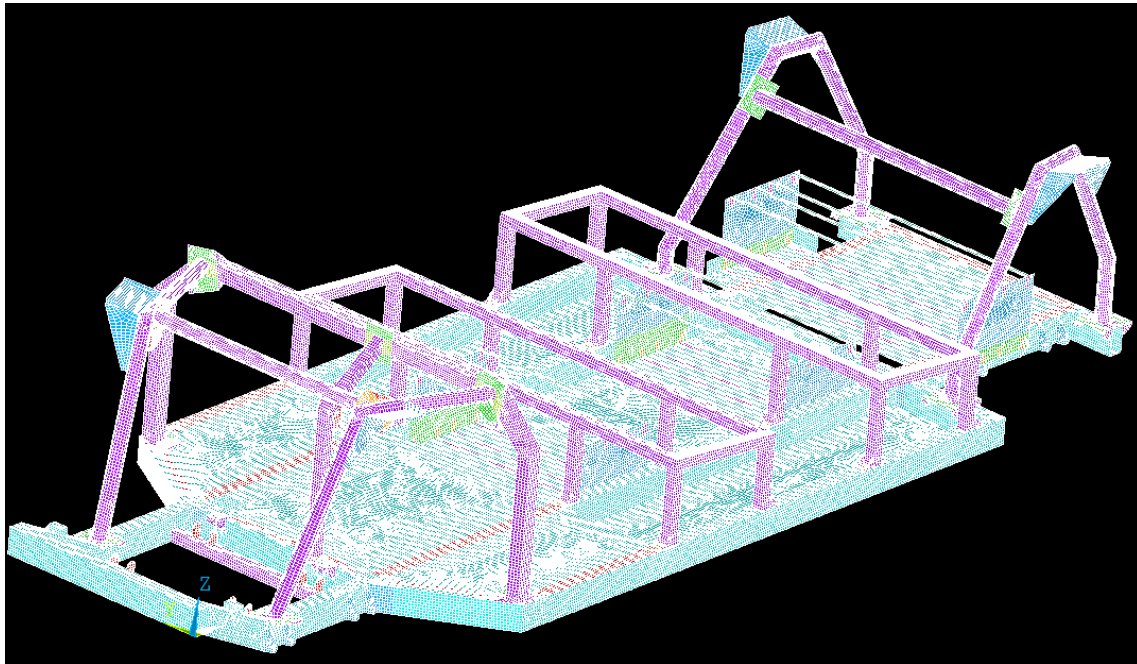


FIGURA 30: MALLA DEL CHASIS COMPLETO.

5. Simulaciones.

Se hará uso de las posibilidades de análisis de elementos finitos que proporciona ANSYS ® para comprobar el comportamiento mecánico del chasis. En concreto se llevarán a cabo cuatro simulaciones, las cuales consistirán en una serie de cargas y restricciones distribuidas por el chasis que provocarán que aparezcan en él determinadas deformaciones y tensiones que serán las usadas para determinar su validez.

5.1. Cálculos previos.

Para realizar las simulaciones de frenada, aceleración, paso por curva y torsión es necesario conocer las cargas principales del chasis, su situación y las fuerzas involucradas en las distintas situaciones a las que se probará.

5.1.1. Masas puntuales.

Como se está probando un chasis vacío se tomaron como cargas principales las producidas por el motor, el conductor y las baterías:

- La masa de las baterías fue obtenida de los datos proporcionados por OSVehicle [18]. La masa del chasis completo son 570 kg, sin baterías 430 kg, por lo que deben pesar 140 kg.
- Lleva 24 módulos de baterías repartidos en 3 packs, el primero y el segundo de 7 módulos y el tercero de 10. Por lo que las masas de las baterías quedarían repartidas en 40.8 kg para los packs 1 y 2 y 58.4 kg para el pack 3.
- La masa del conductor será de 75 kg [34].
- La masa del motor será de 65 kg. Al no obtener este dato de las especificaciones del modelo se buscó de un motor de características similares [35].

Estas masas se representarán como fuerzas en los puntos de apoyo correspondientes a cada una de ellas después de multiplicarlas por la aceleración que exista en cada simulación.

También podría haberse hecho creando un elemento Mass en cada apoyo de la fracción de masa correspondiente en cada uno, lo que hubiese producido exactamente el mismo efecto que la solución adoptada, pero con una aplicación un poco más complicada.

Otra forma de la que se podría haber representado es creando un elemento Mass en el centro de gravedad de cada masa y asociarlo a los apoyos correspondientes. Esta forma es sin duda la que sería más realista, ya que tendría en cuenta los momentos producidos por la distancia de los centros de gravedad, pero también es la más difícil de aplicar. Si se fuese a realizar un estudio más detallado que incluyese el comportamiento específico de los apoyos y anclajes de estas masas sería la opción a elegir.

5.1.2. Aceleraciones.

En las distintas simulaciones el modelo se ve sometido a varias aceleraciones. La gravedad será común a todas ellas, tomando un valor de 9810 mm/s^2 para adaptarse a las unidades con las que se hizo el chasis en ANSYS®.

La deceleración que sufre en frenada depende de la capacidad de adherencia del vehículo, ya que la fuerza máxima que ejercerán los frenos se verá limitada por la capacidad de agarre de las ruedas, determinada por la fuerza de adherencia, que es la masa total del vehículo multiplicada por la aceleración de la gravedad y el coeficiente de fricción. Como la superficie en la que se encuentra va a ser una carretera normal y lleva neumáticos de baja resistencia a la rodadura se estimará el valor de este en $\mu = 0.7$. Así que el resultado de la aplicación de la aceleración gravitatoria por el coeficiente de fricción será 6867 mm/s^2 .

En aceleración la limitación es la misma que en la frenada en caso de que el motor sea capaz de superar la fuerza de adherencia de los neumáticos. Por simplicidad y para calcular un caso límite se ha supuesto que es así, por lo que se ha optado por tomar el mismo valor que en el caso de frenada.

En la simulación de paso por curva el chasis se verá sometido a una aceleración centrípeta que provocará la existencia de fuerzas laterales. Se ha tomado como radio de la curva 30 metros, ya que corresponde a un tamaño medio de una rotonda [36], la velocidad de paso 40 km/h o 11.11 m/s y tomada hacia la derecha, ya que al estar el conductor en el lado izquierdo es donde más sufrirá el chasis. Por lo que el resultado en las unidades de trabajo de ANSYS® será:

$$a = \frac{v^2}{r} = \frac{11111^2}{30000} = 4115 \text{ mm/s}^2$$

Es cierto que una curva a derechas no podría ser una rotonda, pero, como en el caso de la simulación de aceleración, se ha tomado así para maximizar los efectos sobre el chasis manteniendo un nexo con valores reales que podría encontrarse.

5.1.3. Fuerzas.

En la siguiente tabla se muestran los valores de las fuerzas provocadas por las cargas nombradas antes por el efecto de las aceleraciones que se tendrán en cuenta.

	Masas [T]	Fuerza gravitatoria (Z) [N]	Fuerza por aceleración longitudinal (X) [N]	Fuerza por aceleración centrípeta (Y) [N]	Apoyos
Conductor	0.075	735.75	515.025	308.625	4
Motor	0.065	637.65	446.355	267.475	8
Baterías 1 y 2	0.0408	400.248	280.17	167.892	Superficies
Baterías 3	0.0584	572.9	401.03	240.316	Superficies

TABLA 6: FUERZAS DE CARGAS PRINCIPALES.

Las fuerzas, para representarlas en el modelo, tendrán que ir divididas entre su número de apoyos, pero en el caso de las baterías, al ir colocadas en una estructura más compleja que un simple apoyo, se utilizará la presión que ejercen sobre la superficie total de las sujeciones que correspondan en cada eje.

Por cómo funciona ANSYS ® aunque todas las fuerzas estuviesen en equilibrio podría dar un error la simulación o no llegar a completarse si no existe algún apoyo que limite el movimiento. La forma de solucionar esto es utilizar la aceleración en el eje correspondiente dentro del programa y distribuir las restricciones al movimiento que sean necesarias en el chasis. En donde estén situados esas restricciones se generará una reacción que, en caso de estar todo planteado correctamente, será igual a la fuerza que habría sido necesaria introducir en ese punto, lo que servirá para comprobar la veracidad de los resultados.

De esta forma también se tendrá en cuenta la fuerza producida por la masa del propio chasis provocada por la densidad del material. Al verse acelerado en las distintas simulaciones se crearán fuerzas distribuidas por este que afectarán a las simulaciones igual que lo hacen las otras cargas.

5.2. Frenada.

Para calcular la fuerza de frenada se utilizará la siguiente fórmula:

$$FFD = \left(\frac{M_T * g * L_2}{L_T} + \frac{M_T * a * H_{CG}}{L_T} \right) * \mu$$
$$FFT = \left(\frac{M_T * g * L_1}{L_T} - \frac{M_T * a * H_{CG}}{L_T} \right) * \mu$$

Siendo:

- FFD y FFT, fuerza de frenado delantera y fuerza de frenado trasera.
- M_T , masa total del modelo, esto incluye la masa del chasis, el motor, etc.
- L_T , la longitud total del chasis.
- L_1 y L_2 , longitud desde el principio del chasis hasta el centro de gravedad y desde este hasta el final del chasis respectivamente.
- H_{CG} , altura del centro de gravedad.
- g , aceleración de la gravedad.
- a , aceleración a la que esté sometida el vehículo.
- μ , coeficiente de rozamiento.

Representa la fuerza máxima de adherencia capaz de ejercer cada eje y el efecto de la transferencia de carga del vehículo. Como está decelerando se transmitirá carga del eje trasero al delantero, por lo que este podrá ejercer una mayor fuerza de frenado.

Es necesario averiguar el centro de gravedad del conjunto de las masas, suponiendo una distribución regular de la masa en el motor y las baterías los centros de gravedad de estos elementos se pueden obtener gráficamente. Para saber el de una persona sentada que simulase el conductor se recurrió a un informe [37] y el del chasis, así como su propia masa fue obtenida de ANSYS ®.

En la ventana de información (figura 31) cuando se procede a hacer una simulación, antes de comenzar con los cálculos muestra entre otras cosas la masa del modelo en cuestión y las coordenadas de su centro de gravedad respecto a origen de coordenadas utilizado.

```

TOTAL MASS = 0.16786
The mass principal axes coincide with the global Cartesian axes
CENTER OF MASS (X,Y,Z)= 1595.4      287.75      30.702
    
```

FIGURA 31: MASA Y CENTRO DE GRAVEDAD DEL CHASIS VACÍO.

El valor en el eje Z, al estar situado el origen de coordenadas por encima de la parte más baja del chasis debe ser corregido, tomando un valor de 115.05 mm.

El cálculo de las distancias del centro de gravedad se hará con la fórmula siguiente, donde m son las masas consideradas y d su distancia al origen de coordenadas fijado:

$$Distancia\ CG = \frac{\sum_{i=1}^n m_i * d_i}{\sum_{i=1}^n m_i}$$

Las distancias dependerán del eje en el que se esté calculando. El resto de distancias de las otras masas implicadas se distribuyen tal y como aparecen en la figura 32 con los valores que aparecen en la tabla 7.

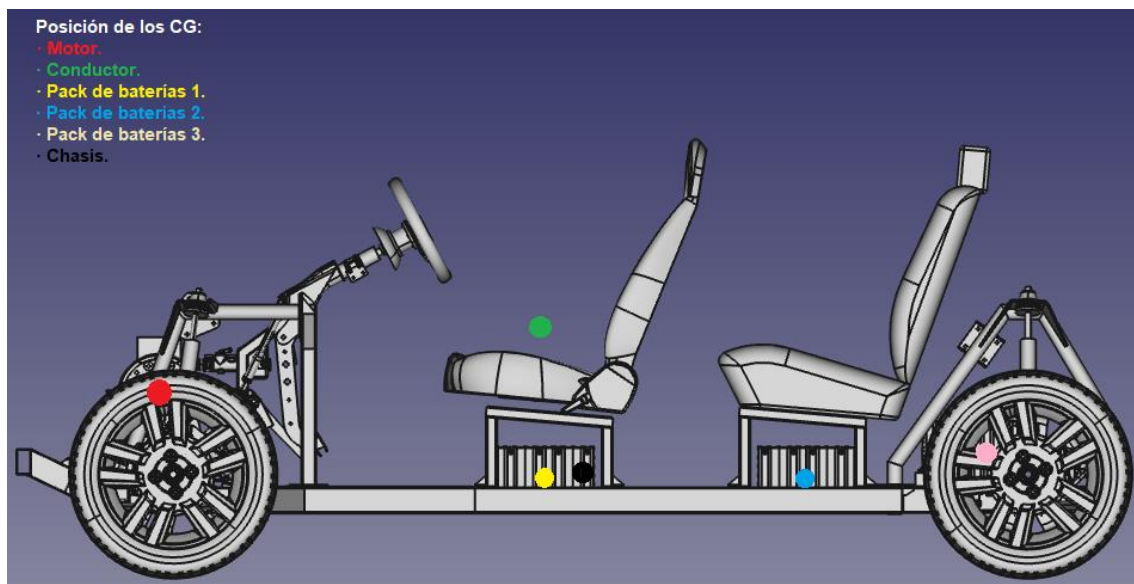


FIGURA 32: DISTRIBUCIÓN DE LOS CENTROS DE GRAVEDAD PRINCIPALES DEL VEHÍCULO.

	Masa [T]	Posición CG X [mm]	Posición CG Z [mm]
Chasis	0.167	1595	115.05
Motor	0.065	480	337
Conductor	0.075	1460	539.87
Batería 1	0.0408	1460	92
Batería 2	0.0408	2182	92
Batería 3	0.0584	2644	165
Total	0.447	1588.52	220.92

TABLA 7: MASA Y CENTROS DE GRAVEDAD DEL MODELO Y SUS CARGAS.

Con estos datos ya es posible calcular las fuerzas de frenada y el peso, cuyos resultados son:

- Fuerza de frenado delantera: 1646.76 N.
- Fuerza de frenado trasera: 1422.8 N.
- Peso: 4385.07 N.

Como se ha comentado en apartados anteriores, para que ANSYS® resuelva correctamente la simulación es necesario que tenga restricciones al movimiento en los ejes en los que se apliquen fuerzas.

En el eje X aparecen las fuerzas producidas por los frenos del coche, las cargas puntuales y el propio chasis. De todas ellas, se sustituirá la fuerza de frenado del eje delantero por restricciones de movimiento en el eje, así que cuando se obtengan los resultados las reacciones deberán ser similares al valor antes mostrado.

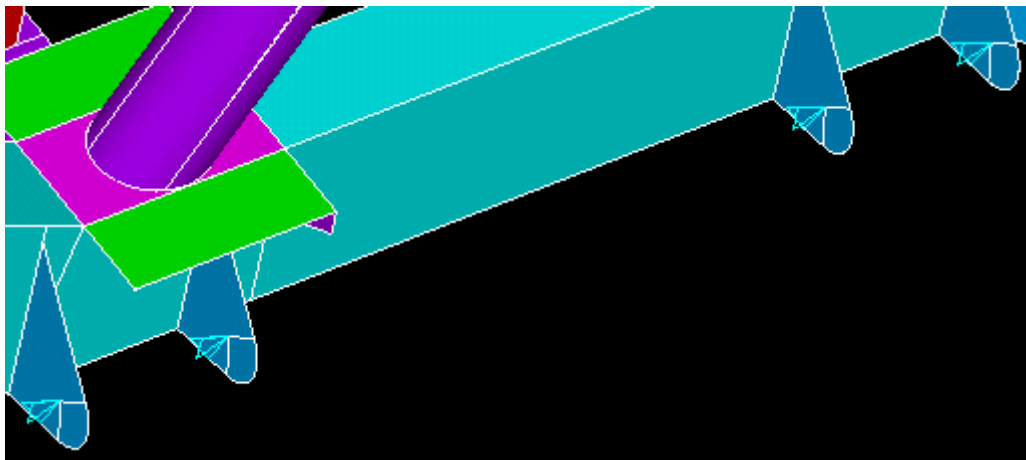


FIGURA 33: DETALLE DE RESTRICCIONES MOVIMIENTO LONGITUDINAL.

Para definir las cargas y restricciones del modelo hay que dirigirse al apartado **Loads** dentro de Preprocessor. Una vez ahí a Apply → Structural → Displacement → On Keypoints, en donde se seleccionarán los puntos situados en el centro de donde deberían estar los agujeros de los soportes de las ruedas delanteras y se les limita el movimiento en UX (figura 33).

La fuerza vertical será la de la gravedad en el chasis y en las distintas cargas. Aquí se deberá poner la restricción en el eje Z en los puntos del chasis donde en la realidad reciba las fuerzas verticales, que es en los soportes de los amortiguadores. Así que en los keypoints situados en el centro de esas placas se colocarán las restricciones en UZ (figura 34).

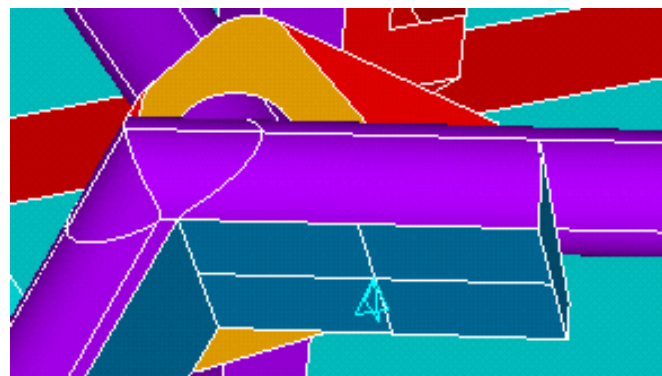


FIGURA 34: DETALLE RESTRICCIÓN VERTICAL.

Las fuerzas producidas por las cargas del motor, conductor y frenado del eje trasero se representarán como fuerzas puntuales, para representarlas hace falta seleccionar, en vez de Displacement, Force/Moment → On Keypoints.

El motor y el conductor ejercerán fuerza en el eje Z por la gravedad y en el eje X, donde se opondrán a la fuerza de frenado con la aceleración calculada antes. De esta manera se representa en parte la transferencia de carga.

Las fuerzas producidas por el motor se representarán en el punto del centro de sus apoyos, pero los apoyos del asiento del conductor no están definidos así que a partir de la posición del asiento se definirán los apoyos (figura 35).

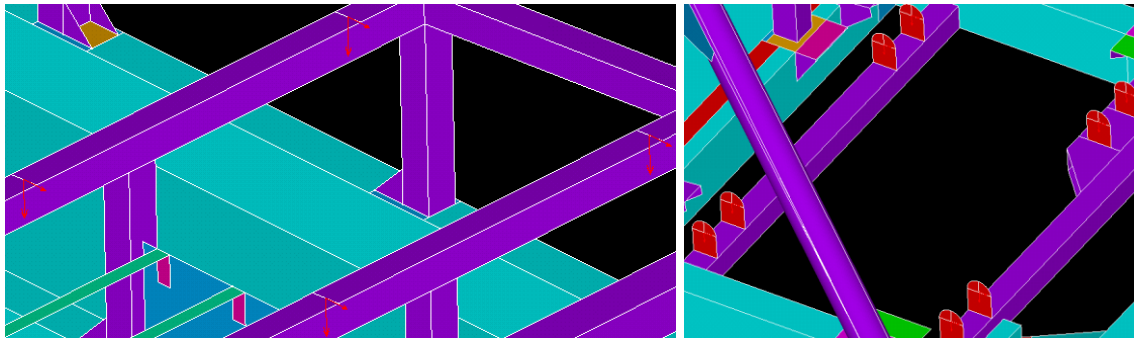


FIGURA 35: DETALLE DE LAS FUERZAS DEL CONDUCTOR Y EL MOTOR.

Para el frenado del eje trasero se deberá dividir la fuerza calculada entre los 8 apoyos y representarla en el eje X positivo, es decir, en contra de la supuesta dirección del vehículo para frenarlo (figura 36).

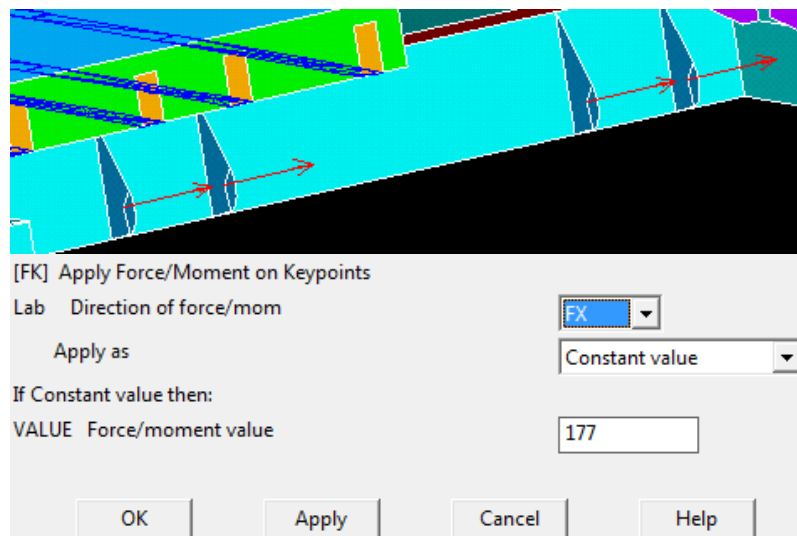


FIGURA 36: APLICACIÓN DE FUERZA DE FRENADA DEL EJE TRASERO.

Las fuerzas producidas por las baterías se representarán de forma distinta. En el eje Z como presión sobre las áreas de las placas de apoyo, el problema que tiene es que el criterio de la dirección en la que se ejerce la presión es difícil de predecir antes de hacer la simulación. En este caso no fue conflictivo así que se hizo de esta forma, hace falta seleccionar en el menú de Structural → Pressure → On Areas (figura 37).

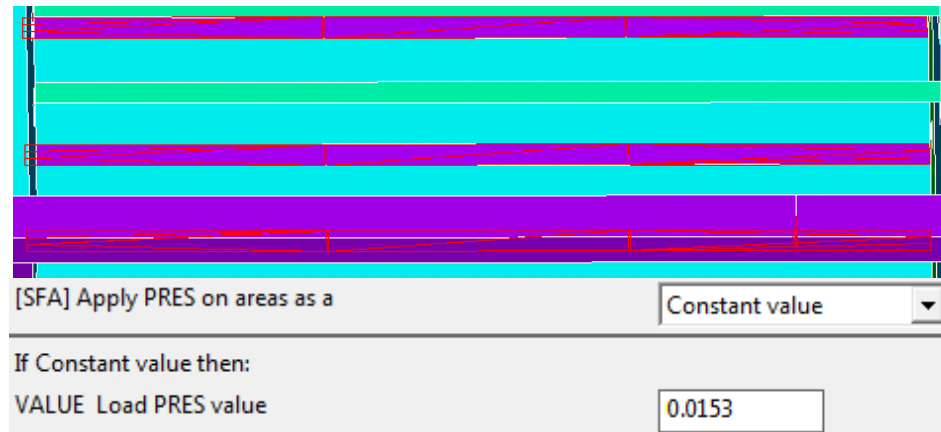


FIGURA 37: PRESIÓN SOBRE APOYOS DE BATERÍAS.

Las baterías están apoyadas en cuatro placas rectangulares, cada una de ellas con un área de 6540 mm^2 en el caso de los packs de baterías 1 y 2, lo que significa que ejercen sobre ellas 0.0153 MPa , y el pack de baterías 3 sobre cuatro placas de 9550 mm^2 por lo que ejerce una presión de 0.015 MPa .

La fuerza en el eje X de las baterías es complicada de representar, ya que presión sobre una línea da errores, así que se puede optar por otra solución que es aplicar la fuerza directamente sobre los nodos de la malla.

Para ello hace falta hacer uso de la herramienta Select, se seleccionarán todas las áreas sobre las que se aplicarían las fuerzas y después se seleccionarán todos los elementos por debajo de las áreas seleccionadas. Al hacerlo se pueden mostrar los nodos que forman específicamente esas áreas y seleccionarlos para aplicar la fuerza sobre ellos directamente. Los apoyos de los packs de baterías 1 y 2 están formados por 1752 nodos así que la fuerza por nodo es 0.16 N y en el pack 3 está formado por 2554 por lo que será 0.157 N . El proceso se muestra en la figura 38.

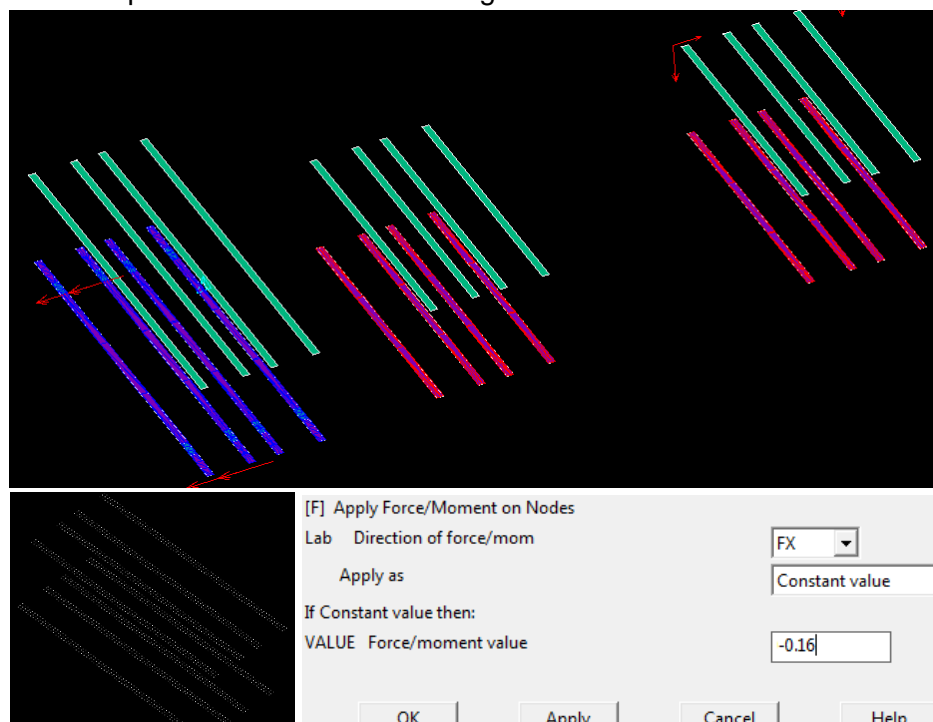
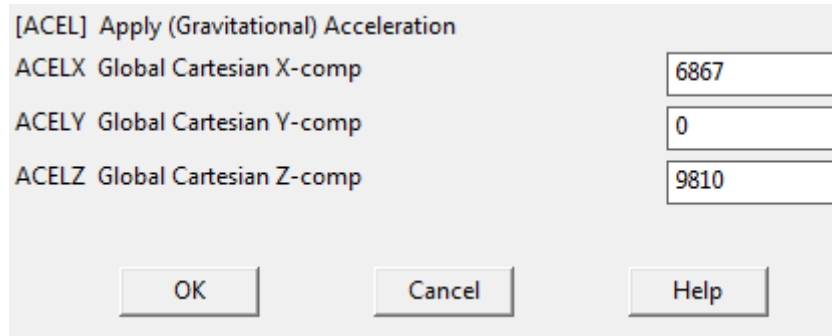


FIGURA 38: ÁREAS DE APOYOS DE BATERÍAS EN EJE X, NODOS Y APLICACIÓN DE LA FUERZA.

Una vez completadas las fuerzas ejercidas por las baterías para completar el modelo sólo hace falta introducir la aceleración de la gravedad y la que sufre el chasis en el frenado. Esto se hace en el apartado Inertia → Gravity, donde se deberán introducir los valores de las aceleraciones de que aparezcan en cada eje (figura 39). En este caso el valor deberá ir en dirección contraria a la que ejerce la fuerza que se quiere calcular, al aplicarlo ANSYS ® como una inercia, por lo que la aceleración de la gravedad será positiva en el eje Z. Sin embargo, el sentido de la aceleración longitudinal sí que se corresponde con el lógico, que es el positivo en el eje X, porque lo que se pretende representar sí es la inercia del chasis que mientras frena, siguiendo la primera ley de Newton, tendería a continuar hacia delante.



[ACEL] Apply (Gravitational) Acceleration	
ACELX Global Cartesian X-comp	6867
ACELY Global Cartesian Y-comp	0
ACELZ Global Cartesian Z-comp	9810

OK Cancel Help

FIGURA 39: VALORES ACELERACIONES GLOBALES.

Estas aceleraciones aparecerán gráficamente como una flecha que parta del origen de coordenadas en dirección a la suma de los vectores de aceleración. El resultado de la distribución de las cargas en el chasis se puede ver en la figura 40.

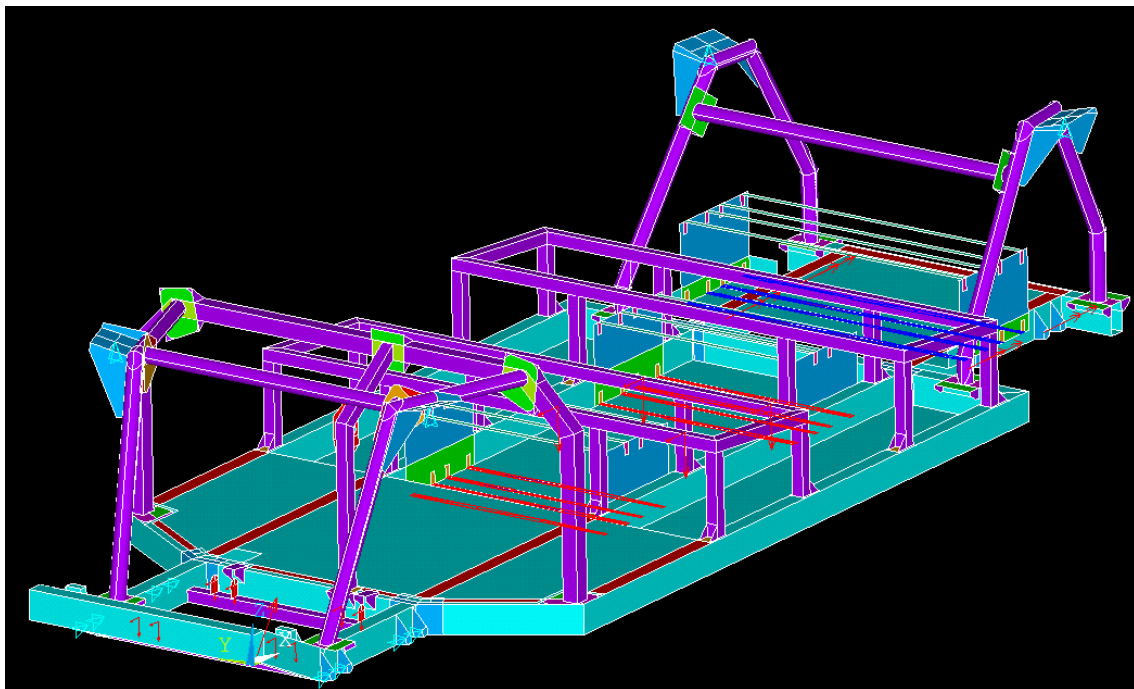


FIGURA 40: SISTEMA DE FUERZAS Y PRESIONES FINAL DE LA SIMULACIÓN DE FRENADA.

5.3. Aceleración.

La simulación de aceleración es muy similar en planteamiento a la de frenada. Las restricciones serán las mismas, pero no habrá ninguna fuerza en las ruedas traseras al ser el vehículo tracción delantera y el resto de fuerzas y aceleraciones longitudinales serán opuestas a las de la aceleración anterior. Como aquí el vehículo se está moviendo hacia adelante la transferencia de cargas se producirá al eje trasero, así que las fuerzas producidas por el motor, conductor y baterías (figura 41) irán en esa dirección, y la aceleración de inercia hacia adelante, para que la fuerza del chasis vaya hacia atrás.

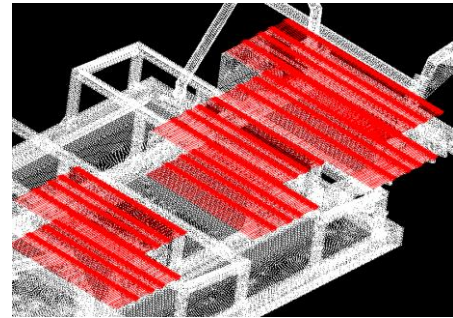


FIGURA 41: DETALLE FUERZAS DE NODOS EN ACELERACIÓN.

Si está planteado correctamente la fuerza de reacción de los apoyos delanteros restringidos al movimiento longitudinal será igual a la aceleración del vehículo por la masa del chasis y todos los complementos considerados. El resultado de la distribución de las cargas en el chasis se puede ver en la figura 42.

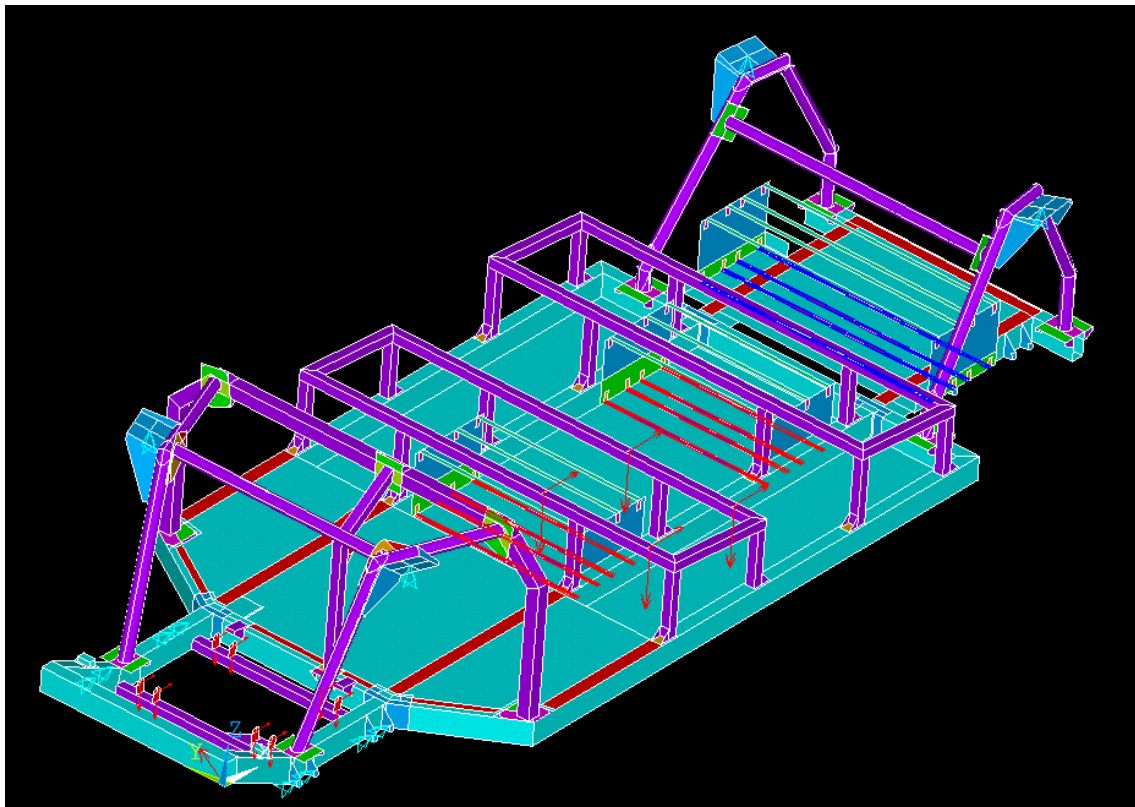


FIGURA 42: SISTEMA DE FUERZAS Y PRESIONES FINAL DE LA SIMULACIÓN DE ACELERACIÓN.

5.4. Paso por curva.

En la simulación de paso por curva las restricciones deberán estar situadas en el eje Z en los apoyos de los amortiguadores, como en los dos casos anteriores, y en el eje Y. Habrá que observar qué parte recibe el esfuerzo transversal, como es una curva a derechas, serán los apoyos de los brazos de la suspensión del lado izquierdo donde se sitúen las restricciones.

Las fuerzas del motor y el conductor provocadas por el efecto centrífugo de la curva irán hacia el exterior, es decir al lado izquierdo del chasis. También lo harán las baterías que desplazarán todo el apoyo que ejercían en la aceleración longitudinal sobre las placas estrechas transversales a una de las placas laterales. Como el área de estas también ha resultado ser conflictivo se aplicará el mismo método que con las anteriores, es decir seleccionar el área de las placas, después sus nodos y dividir la fuerza ejercida total entre el número de nodos para aplicarla sobre estos.

El número de nodos en las placas es de 1078 por lo que la fuerza ejercida por nodo en los paks de baterías 1 y 2 será de 0.155 N y por el pack de baterías 3 será de 0.222 N.

Las aceleraciones de inercia tendrán que ir hacia arriba la gravedad y hacia la derecha la centrípeta, ya que es hacia donde está girando el coche, para provocar una transferencia de carga hacia las ruedas exteriores que son las del lado izquierdo. El resultado de la distribución de las cargas en el chasis se puede ver en la figura 43.

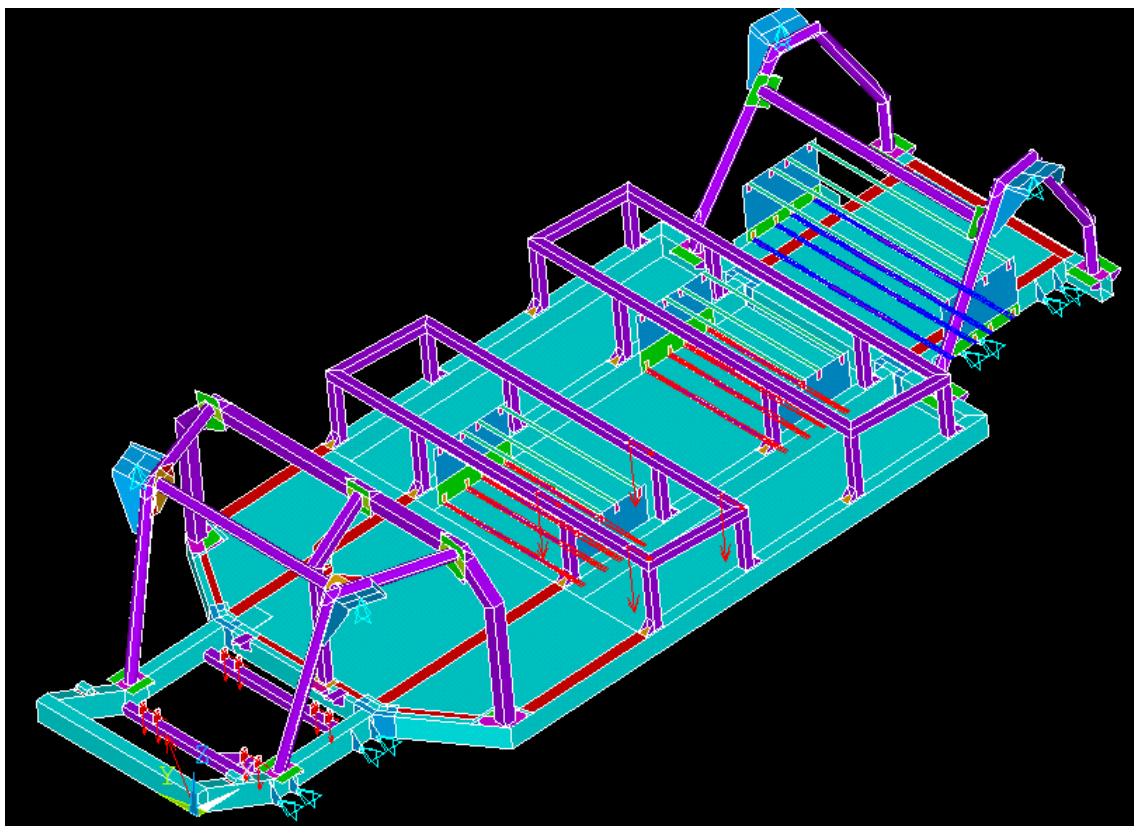


FIGURA 43: SISTEMA DE FUERZAS Y PRESIONES FINAL DE LA SIMULACIÓN DE PASO POR CURVA.

5.5. Torsión.

La simulación de torsión es diferente a las anteriores porque, aparte de los efectos gravitatorios, no hay fuerzas implicadas. Para hacer esta simulación se colocarán las restricciones de movimiento vertical en tres de los apoyos de los amortiguadores y en otro se establecerá un desplazamiento. En este caso el apoyo de amortiguador afectado es el delantero derecho y el desplazamiento será de 20 mm. Esto se hará desde el mismo apartado que se usa para poner las restricciones al movimiento, pero fijando una distancia en su lugar.

Es un desplazamiento elegido arbitrariamente que permitirá calcular la rigidez estructural del chasis y de forma secundaria ver cómo reacciona ante una situación superior de estas características. El resultado de la distribución de las cargas en el chasis se puede ver en la figura 44.

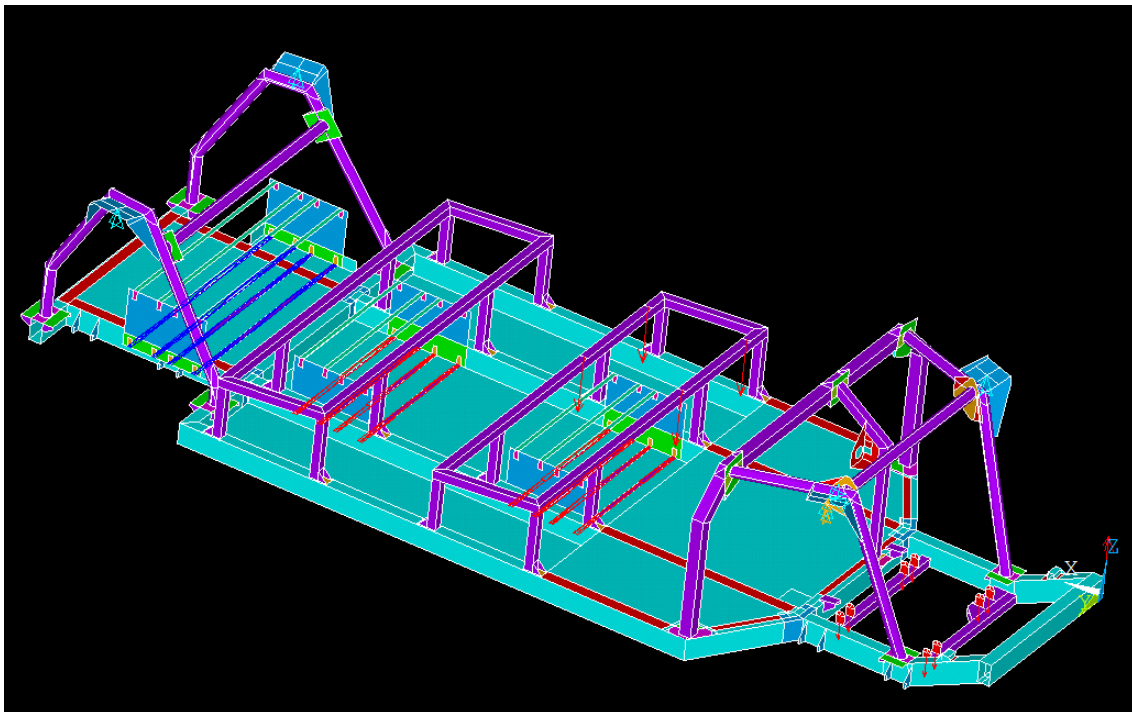


FIGURA 44: SISTEMA DE FUERZAS, PRESIONES Y DESPLAZAMIENTOS FINAL DE LA SIMULACIÓN DE TORSIÓN.

6. Análisis de los resultados.

Para resolver la simulación se debe ir al apartado **Solution** → Solve → Current LS. Hecho esto aparecerá un aviso por los elementos de la malla que no cumplían los criterios de forma (figura 45).

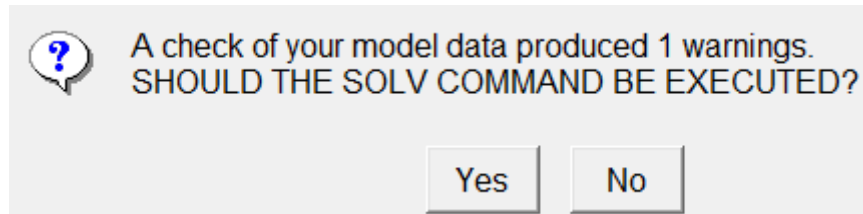


FIGURA 45: AVISO POR LOS ELEMENTOS CONFLICTIVOS DE LA MALLA.

Como eran muy pocos y se llegó a la conclusión de que no iban a afectar demasiado a los resultados se debe seguir adelante, eso sí, en caso de haber algún error en el modelo que no se haya detectado hasta ahora es posible que en este momento apareciese algún otro mensaje de error. Si sucediese se debería corregir antes de continuar, pero también puede darse el caso de que sea un warning que no impida realizar la simulación, lo que puede causar que o bien aparezca durante los cálculos y la aborte (apareciendo en la ventana de información el porqué) o simplemente los resultados no sean los esperados.

También aparece una ventana (figura 46) en la que aparece diversa información de la simulación, como las aceleraciones globales, el tipo de análisis, etc.

```

SOLUTION OPTIONS
PROBLEM DIMENSIONALITY. . . . .3-D
DEGREES OF FREEDOM. . . . .UX  UY  UZ  ROTX ROTY ROTZ
ANALYSIS TYPE . . . . .STATIC (STEADY-STATE)
GLOBALLY ASSEMBLED MATRIX . . . . .SYMMETRIC

LOAD STEP OPTIONS
LOAD STEP NUMBER. . . . .1
TIME AT END OF THE LOAD STEP. . . . .1.0000
NUMBER OF SUBSTEPS. . . . .1
STEP CHANGE BOUNDARY CONDITIONS . . . . .DEFAULT
INERTIA LOADS
ACEL . . . . .X      Y      Z
      . . . . .-6867.0  0.0000  9810.0
PRINT OUTPUT CONTROLS . . . . .NO PRINTOUT
DATABASE OUTPUT CONTROLS. . . . .ALL DATA WRITTEN
                                FOR THE LAST SUBSTEP

```

FIGURA 46: VENTANA DE ESTATUS DE LA SIMULACIÓN DE FRENADA [MM/S²].

Una vez acabada la simulación si no ha surgido ningún problema aparecerá un mensaje indicando que se ha calculado una solución, por lo que habrá que dirigirse al apartado del menú principal **General Postproc** → Plot Results y desde ahí seleccionar los resultados que se quieran visualizar.



6.1. Frenada.

La primera comprobación a realizar es si las reacciones de las restricciones de movimiento son correctas, para ello se selecciona List → Results → Reactions.

```
***** POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING *****  
LOAD STEP=      1 SUBSTEP=      1  
TIME=      1.0000 LOAD CASE=      0  
  
THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN THE GLOBAL COORDINATE SYSTEM  
  
      NODE      FX      FY      FZ      MX      MY      MZ  
      20077      150.90  
      20093      121.97  
      20131      145.94  
      20837      138.93  
      22847      255.89  
      39931  
      40414  
      45641  
      48464  
      98668      269.72  
      98686      252.95  
      98704      328.09  
  
      1015.5  
      833.58  
      1017.7  
      1459.2  
  
TOTAL VALUES  
VALUE 1664.4 0.0000 4325.9 0.0000 0.0000 0.0000
```

TABLA 8: REACCIONES DE LA SIMULACIÓN DE FRENADA [N].

En la tabla 8 puede verse como los valores, si bien no de manera exacta, se aproximan bastante a los que se calcularon de forma teórica. En el eje X la suma resultante es el equivalente a la fuerza de frenado del eje delantero y en el eje Z el peso total del chasis y las cargas añadidas.

Como estos resultados han sido correctos el siguiente paso es analizar el chasis. Los parámetros más importantes a observar serán la tensión de Von Mises y la deformación del chasis. La tensión de Von Mises indicará si se llega a producir un fallo elástico en la estructura del chasis y la deformación si, aunque no se superen el límite elástico del material, se desplazan demasiado algunas partes como para considerarse viable.

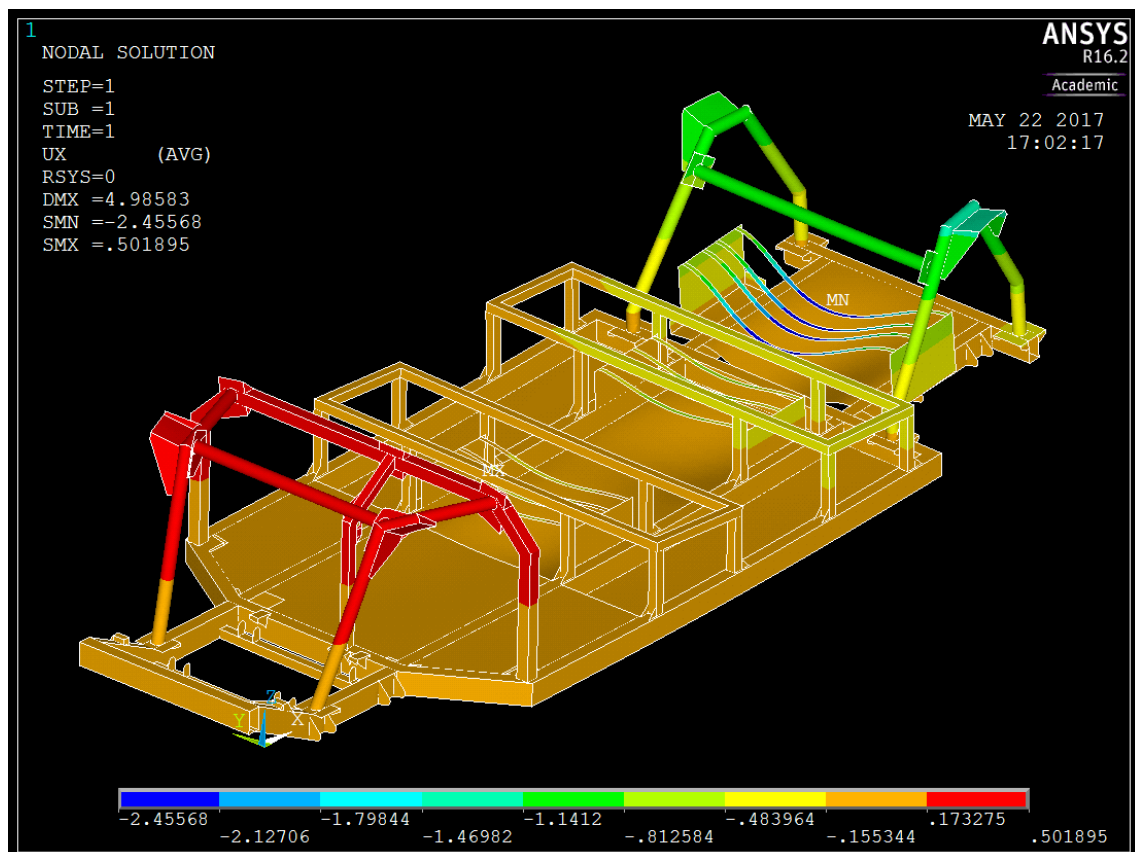


FIGURA 47: RESULTADO DE LA DEFORMACIÓN EN EL EJE X DE LA SIMULACIÓN DE FRENADA [MM].

El primer resultado en comprobarse es la deformación en el eje X (figura 47), en el que se puede observar una deformación exagerada de los soportes superiores de las baterías. Aunque en valores absolutos no es demasiado ya que es inferior a los 2.5 mm como resultado máximo, sí que es mucho mayor que el resto de valores del chasis. Esto podría suceder debido a una mala adaptación de las sujeciones de las baterías o porque de verdad ocurra. Hace falta más información para tomar una medida al respecto.

En la figura 48 puede verse que el máximo valor de la tensión de Von Mises de todo el chasis se obtiene también en los soportes superiores del pack de baterías 3. Como en el caso de la deformación, el valor obtenido sigue sin ser muy alto ya que 89 MPa no se acercan al límite elástico del acero usado (235 MPa), sin embargo, el hecho de que aparezca ahí puede hacer más difícil apreciar la distribución de tensiones en otras partes del chasis. Lo mismo ocurre con las deformaciones, debido a que el valor absoluto mayor aparece en los soportes de las baterías impide observar con mayor exactitud el comportamiento global del chasis.

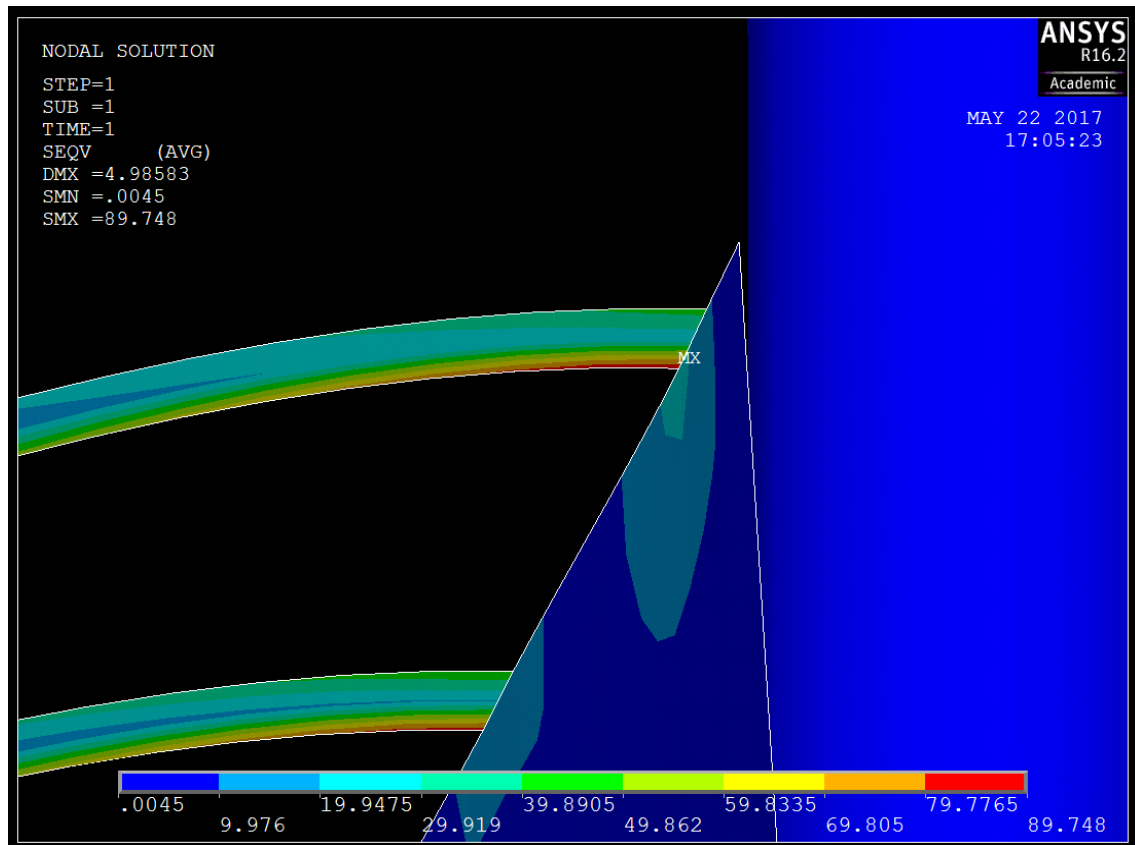


FIGURA 48: RESULTADO DE LA TENSION DE VON MISES EN LA SIMULACIÓN DE FRENADA [MPa].

Los valores obtenidos no implican que esté mal diseñado ya que no superan ningún límite preocupante, siendo quizás el más exagerado la deformación. Pero sí que puede significar que no se ha llevado a cabo una simplificación correcta o un buen modelizado. Teniendo en cuenta los fallos en la representación en 3D de las piezas en cuestión, la falta de información de su unión al chasis y que las baterías se han tenido en cuenta sólo como una carga y no como un elemento capaz de otorgar más rigidez al conjunto, sería recomendable hacer un análisis específico de estas partes.

Dada esta situación, la decisión tomada al respecto fue eliminar esos soportes de la simulación. Esto significa que en la representación de los datos no los tendrá en cuenta por lo que la visualización global del chasis será más sencilla.

Para hacer esto se deben seleccionar las áreas de los soportes y todos los niveles por debajo de estas y después invertir la selección para continuar manejando el resto del chasis. Para comprobar si se ha hecho correctamente basta con visualizar los nodos del sistema y ver que los soportes ya no están ahí (figura 49).

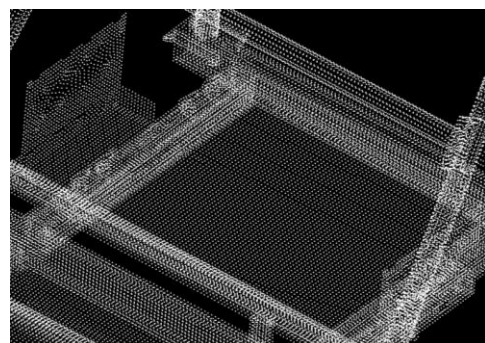


FIGURA 49: NODOS SIN SOPORTES DE BATERÍAS.

Después, simplemente hace falta seleccionar de nuevo los resultados que se quieren visualizar.

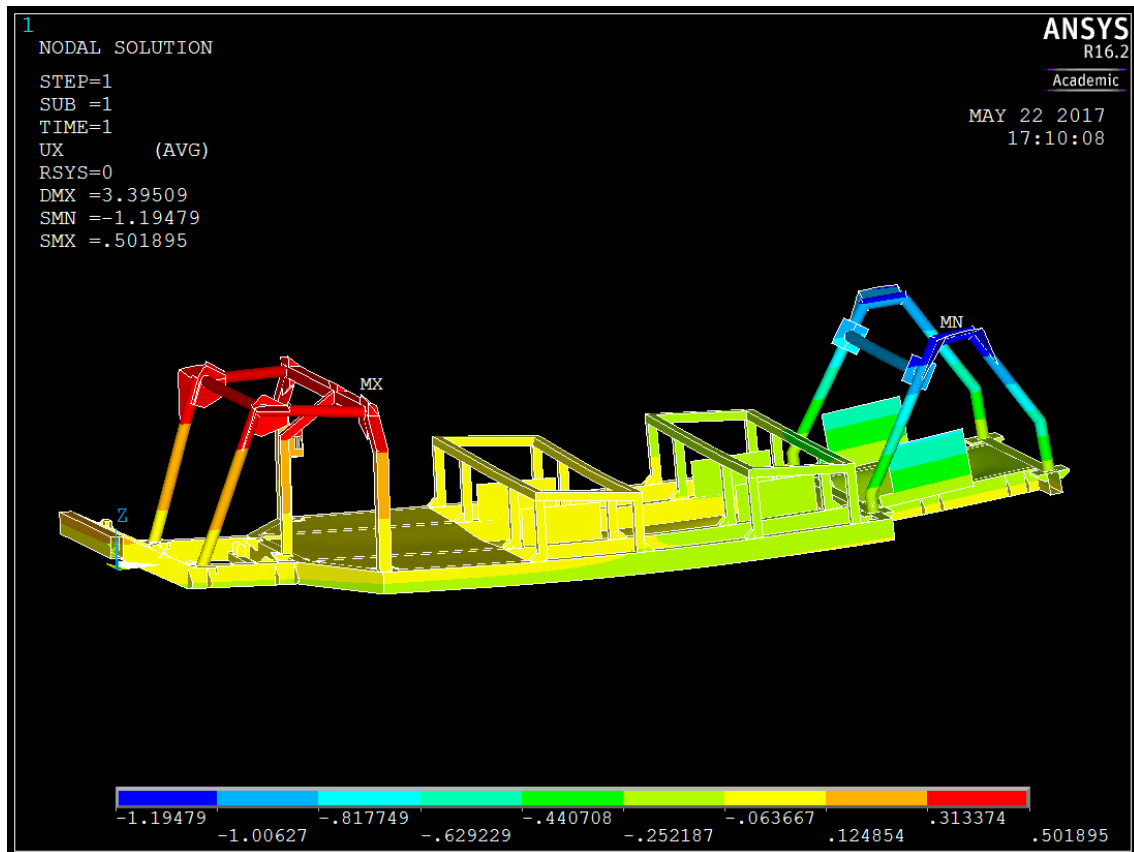


FIGURA 50: DEFORMACIÓN EN EL EJE X EN LA SIMULACIÓN DE FRENADA SIN LOS SOPORTES SUPERIORES DE LAS BATERÍAS [MM].

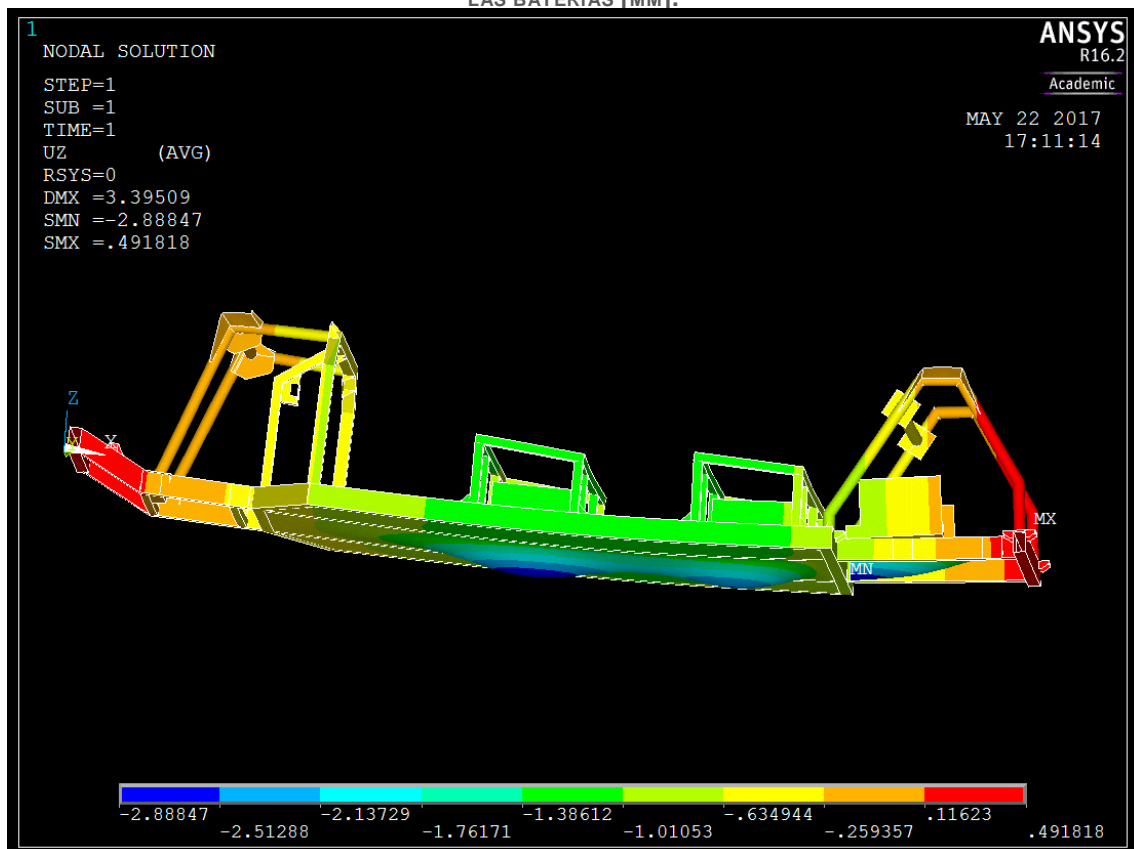


FIGURA 51: DEFORMACIÓN EN EL EJE Z EN LA SIMULACIÓN DE FRENADA SIN LOS SOPORTES SUPERIORES DE LAS BATERÍAS [MM].

Con la deformación en el eje X y Z (figuras 50 y 51) se observa que el chasis se comporta como debería suceder en frenada, es decir, desplazándose la parte trasera hacia adelante y hacia arriba combándolo en consecuencia, obteniéndose el máximo desplazamiento en el eje Z en la parte trasera del chasis.

En el eje X los desplazamientos son muy pequeños teniendo en cuenta que se considera una frenada al límite de adherencia, siendo el mayor valor el de los apoyos de los amortiguadores traseros que alcanza los 1.2 mm.

En el eje Z se aprecia de nuevo el efecto de las baterías, llegando a alcanzar los 2.8 mm de desplazamiento. Esto no es muy preocupante ya que se conoce a qué se debe y con la información necesaria podría realizarse una simulación que representase de una forma más fiel este comportamiento. Lo que puede ser más preocupante es el desplazamiento en toda la sección central que alcanza los 1.3 mm, este desplazamiento sería inapreciable para el supuesto conductor, sin embargo sí podría tener un efecto negativo a largo plazo en los ajustes de las piezas, ya que un movimiento continuado de esa magnitud tendría consecuencias. De nuevo, esto se ve exagerado por el hecho de ser una frenada al límite, situación excepcional que no se repetiría a menudo.

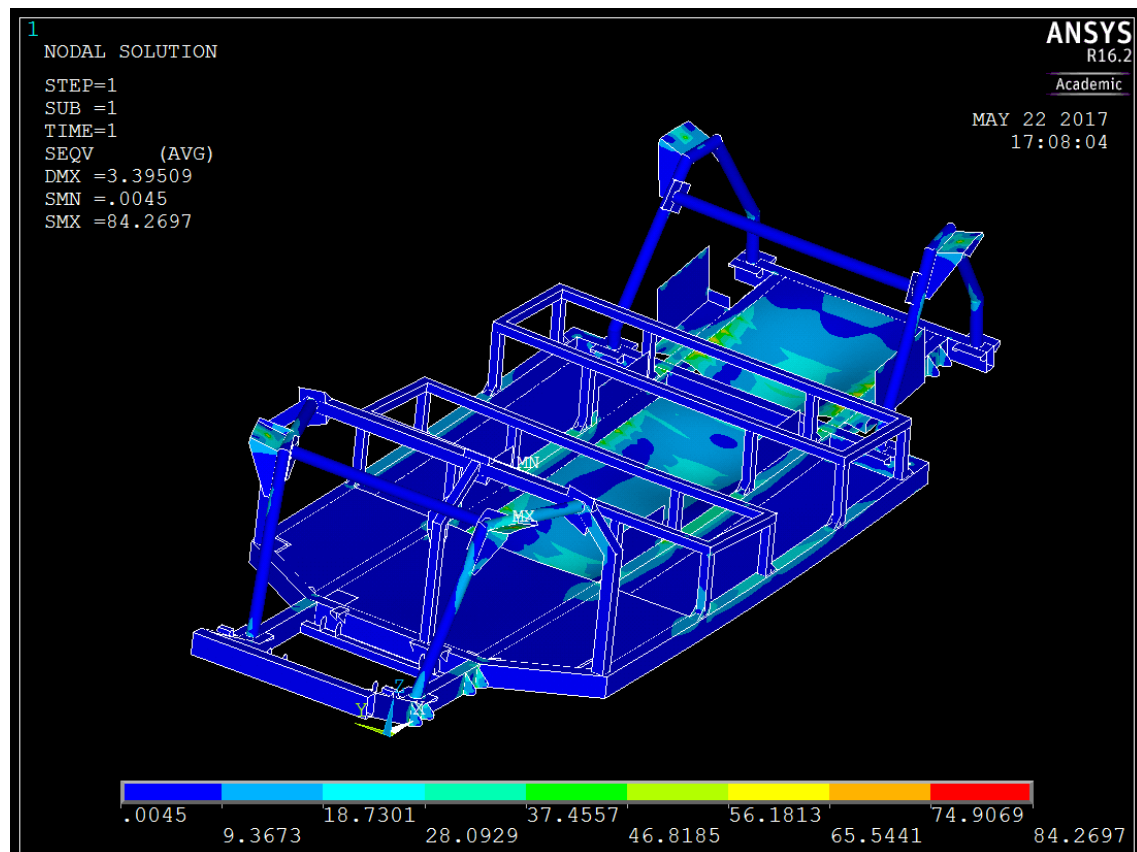


FIGURA 52: TENSIÓN DE VON MISES EN LA SIMULACIÓN DE FRENADA SIN LOS SOPORTES SUPERIORES DE LAS BATERÍAS [MPa].

Al observar la tensión de Von Mises (figura 52), sin embargo, no surgen dudas sobre la integridad estructural del chasis en esta situación. El valor máximo alcanzado (que sigue siendo bajo) se encuentra en el apoyo del amortiguador más solicitado al recibir la transferencia de cargas el eje delantero y estar el conductor en ese lado. En ese punto se produce una singularidad en la tensión al concentrar en un solo nodo todo el esfuerzo. En las zonas con grandes desplazamientos en el eje X se aprecia una tensión algo



mayor que en el resto, de entre 20 y 50 MPa. Sigue sin ser preocupante, pero evidencia que la parte central del chasis podrá verse sometida a un esfuerzo mayor que el resto. Podría considerarse colocar una placa de refuerzo ahí para asegurar todavía más la resistencia de la zona en cuestión.

Otras partes a destacar son los apoyos del motor y del conductor, en los que no se aprecia ninguna clase de esfuerzo, lo que significa que están dimensionados para soportar fuerzas todavía mayores.

6.2. Aceleración.

Los resultados de las reacciones de las restricciones en aceleración de la tabla 9 de nuevo coinciden en mayor o menor medida con los resultados teóricos, en los que debería igualarse las fuerzas de los anclajes de los brazos de la suspensión delantera a la fuerza de la masa total acelerada, que es $0.447 \text{ T} \cdot 6867 \text{ mm/s}^2 = 3069.55 \text{ N}$. El valor aparece con signo negativo al ejercerse en el sentido negativo del eje X.

```

PRINT REACTION SOLUTIONS PER NODE

***** POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING *****

LOAD STEP=      1 SUBSTEP=      1
TIME=      1.0000 LOAD CASE=      0

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN THE GLOBAL COORDINATE SYSTEM

      NODE      FX      FY      FZ      MX      MY      MZ
      20077     -399.08
      20093     -297.68
      20131     -297.08
      20837     -267.81
      22847     -392.78
      39931
      40414
      45641
      48464
      98668     -426.60
      98686     -426.35
      98704     -568.03

      1218.8
      958.37
      898.02
      1250.7

TOTAL VALUES
VALUE  -3075.4  0.0000  4325.9  0.0000  0.0000  0.0000

```

TABLA 9: REACCIONES DE LA SIMULACIÓN DE ACELERACIÓN [N].

Al revisar las tensiones en el chasis, sin embargo, se observan algunas anomalías. Justo detrás de la unión de uno de los soportes de los brazos de la suspensión delantera (donde se colocan las restricciones de movimiento) aparece el valor máximo de la tensión de Von Mises (figura 53).

Sigue sin ser un valor exagerado, aunque sí es mayor a los obtenidos en frenada, y su posición puede ser correcta debido a la cercanía al lugar donde se están realizando las fuerzas más grandes, pero su forma y posición también pueden implicar un error producido por el mallado.

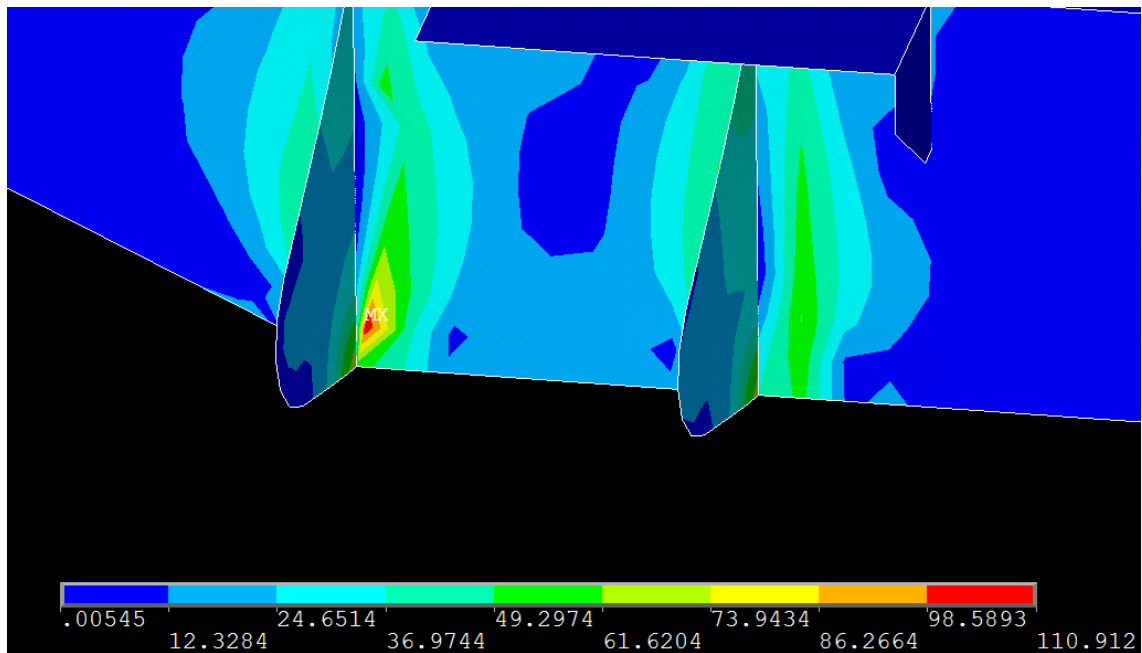


FIGURA 53: RESULTADO CONFLICTIVO DE LA SIMULACIÓN DE ACELERACIÓN [MPa].

Si se revisa la malla en esa zona coincide el lugar del pico de tensión con un elemento de forma triangular (figura 54). Dado que al seleccionar las características del mallado se escogió que los elementos tuvieran forma cuadrada, este es uno de los que no cumplía los criterios de forma y por los que producía un aviso antes de hacer la simulación. Puede ser una fuente de imprecisión.

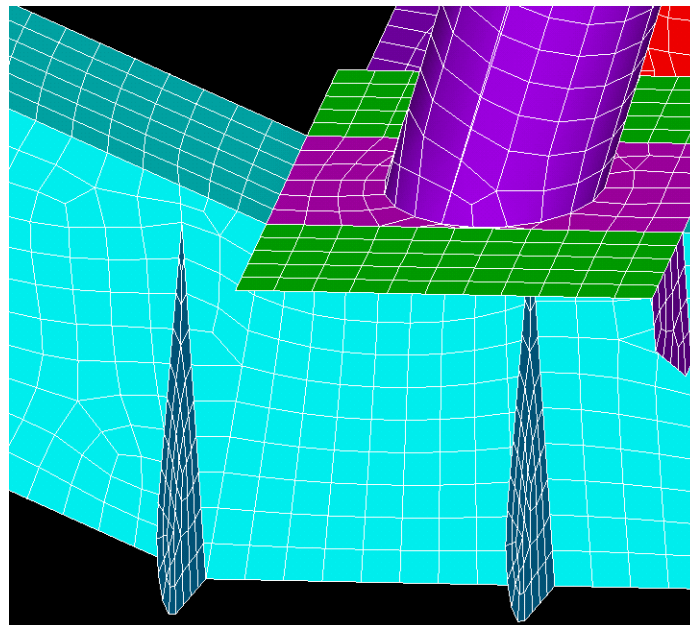


FIGURA 54: MALLA EN LA ZONA CONFLICTIVA.

Para comprobar si la forma del mallado ha provocado ese resultado se opta quitar la malla de esa zona y rehacerla juntando el área triangular cercano al soporte con el área adyacente, creando uno sólo sin una línea entre medias para que la malla tenga más facilidad para crear elementos cuadrados.

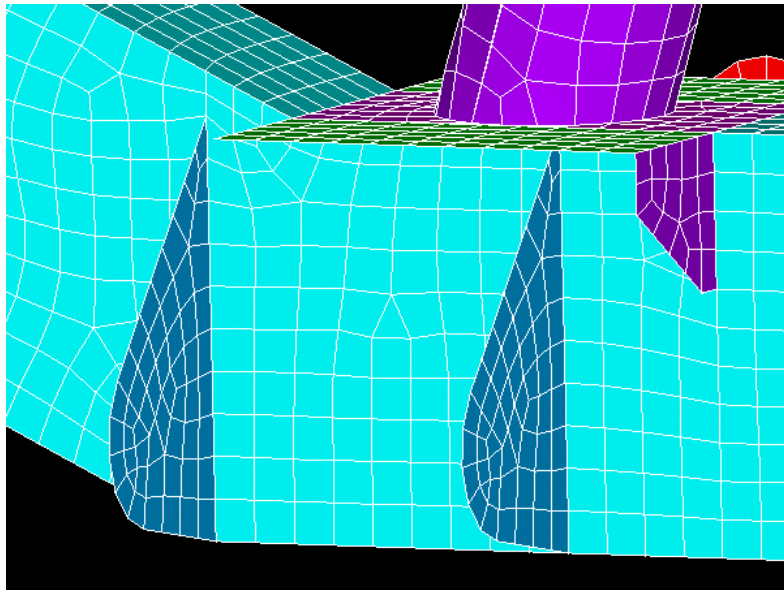


FIGURA 55: ÁREA CORREGIDA PARA LA SIMULACIÓN DE ACELERACIÓN.

Como puede verse en la figura 55, en la malla resultante, aun teniendo algún elemento triangular, todos los elementos adyacentes al soporte en el que aparecía tienen cuatro lados así que los resultados deberán ser más exactos y confirmar o desmentir si el valor obtenido anteriormente estaba producido por la malla o no.

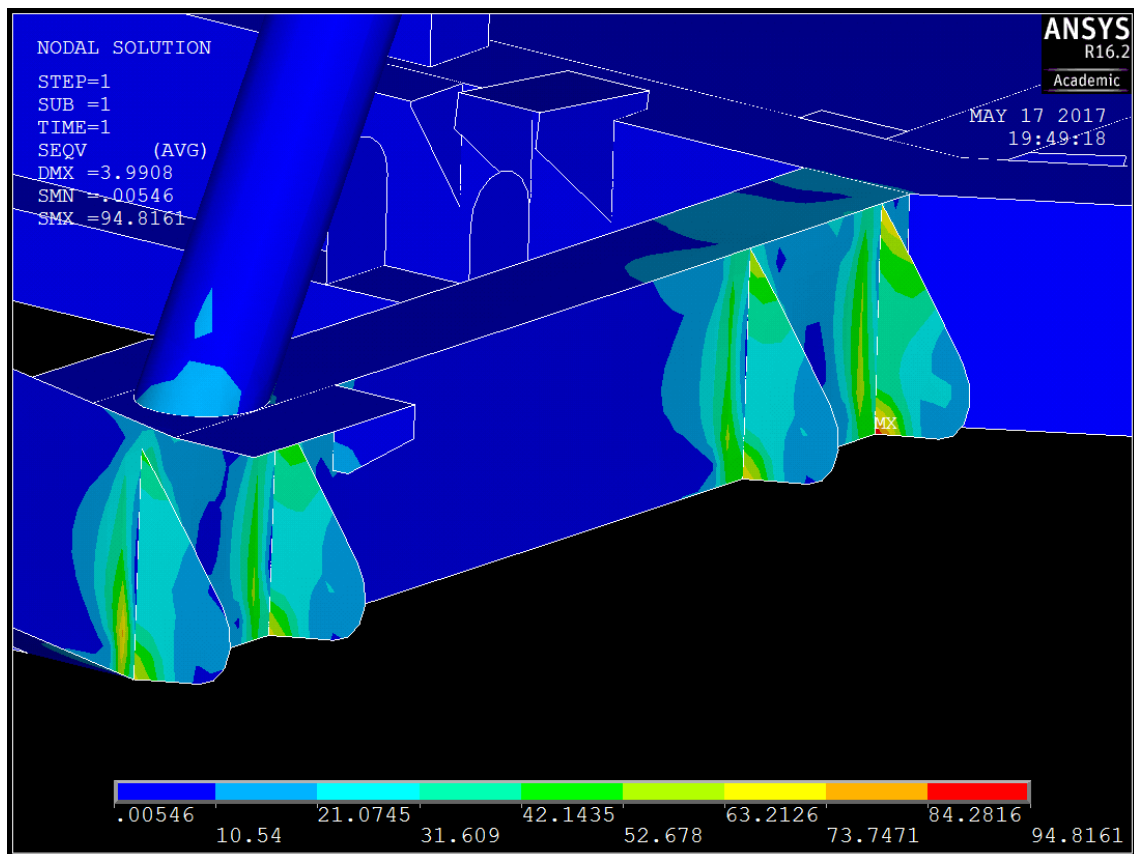


FIGURA 56: RESULTADO DE LA TENSIÓN DE VON MISES CON EL ÁREA CORREGIDA EN LA ZONA AFECTADA [MPa].

Observando el resultado en la figura 56 se confirma que ese valor se debía al mallado en esa zona, ya que al realizar la simulación de nuevo el valor máximo pasa a estar en la unión del soporte más atrasado en vez de detrás del primero de los cuatro. También se puede apreciar como el valor baja ligeramente a un número más similar al obtenido en la anterior simulación.

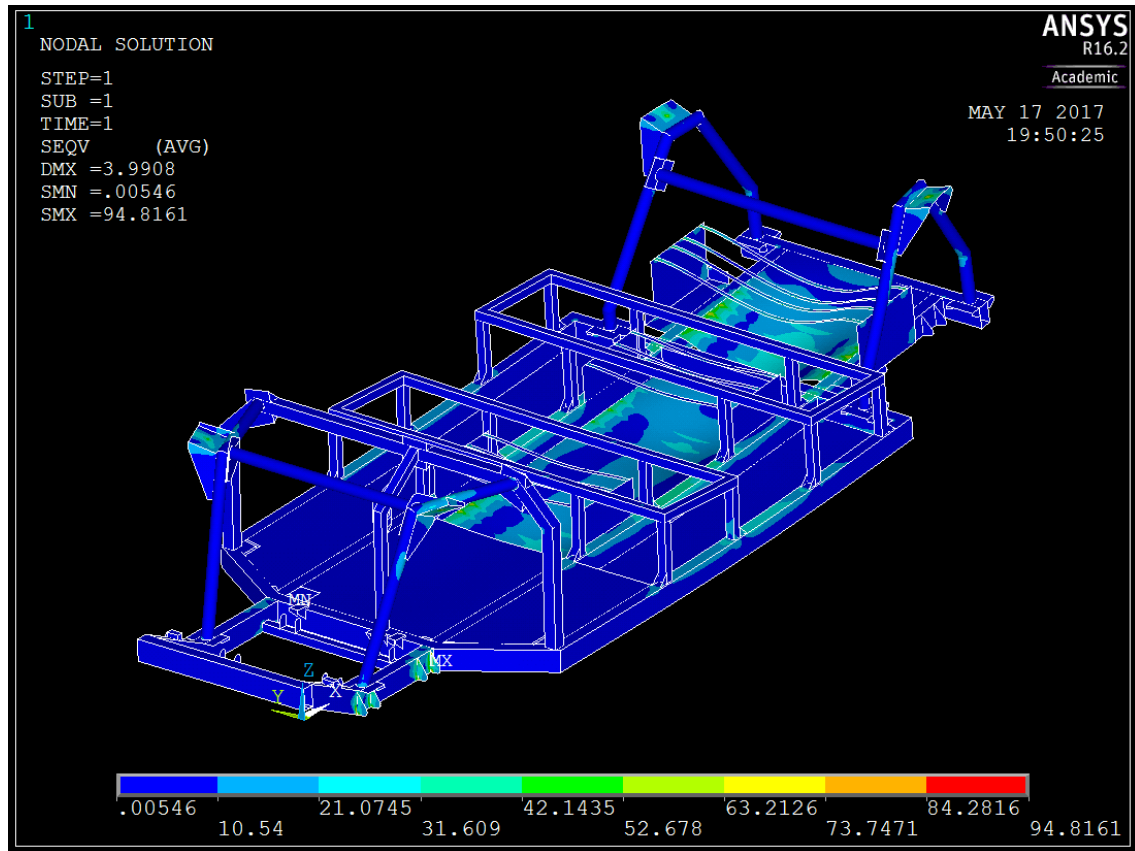


FIGURA 57: TENSIÓN DE VON MISES EN LA SIMULACIÓN DE ACCELERACIÓN [MPa].

En términos globales, la distribución de las tensiones por el chasis respecto a la simulación de frenada varía al concentrarse en los soportes del eje delantero y desapareciendo por completo de los del eje trasero. Algo que es de esperar al realizar toda la fuerza el eje delantero. En el resto del chasis es similar, concentrándose los esfuerzos en la parte central del chasis, donde se concentra el mayor peso por las baterías, y en los apoyos de los amortiguadores (figura 57).

Para visualizar los resultados de las deformaciones en el chasis se optó por eliminar de nuevo los soportes superiores de las baterías para ver con más facilidad los valores en el resto del modelo.

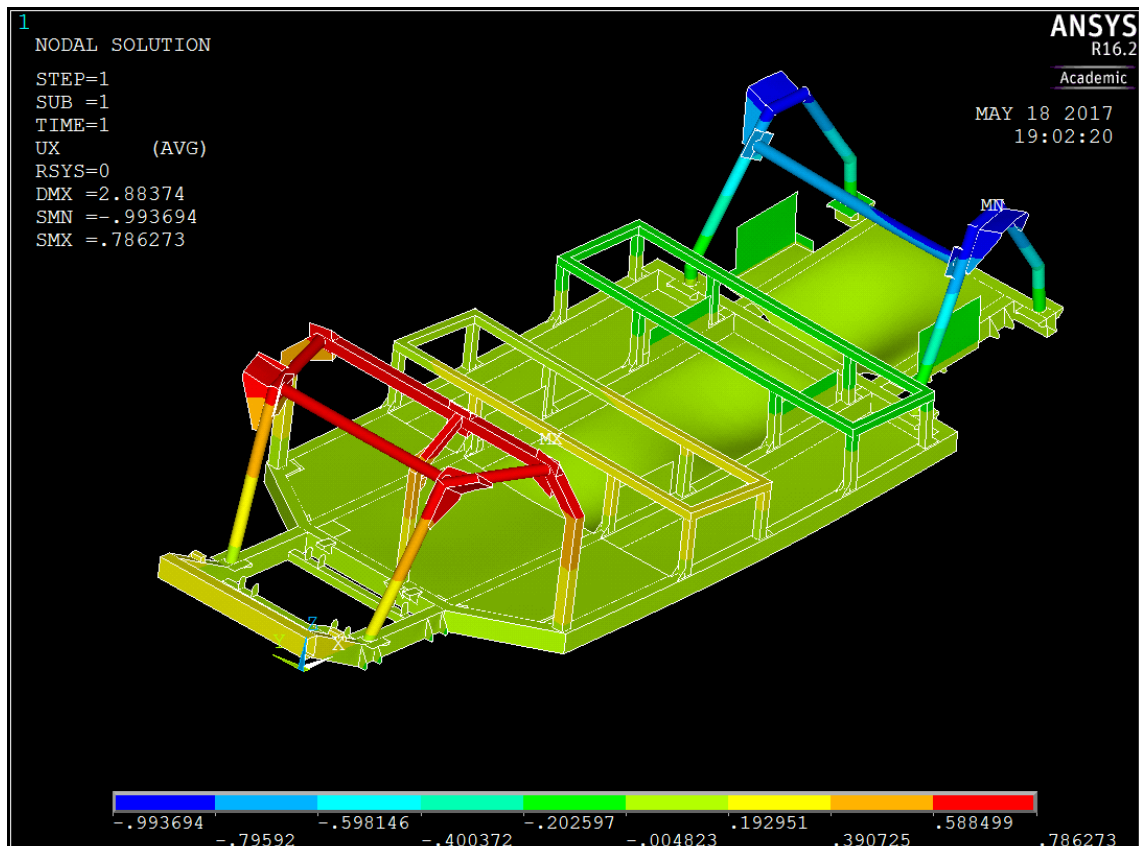


FIGURA 58: DEFORMACIÓN EN EL EJE X EN LA SIMULACIÓN DE ACCELERACIÓN SIN LOS SOPORTES SUPERIORES DE LAS BATERÍAS [MM].

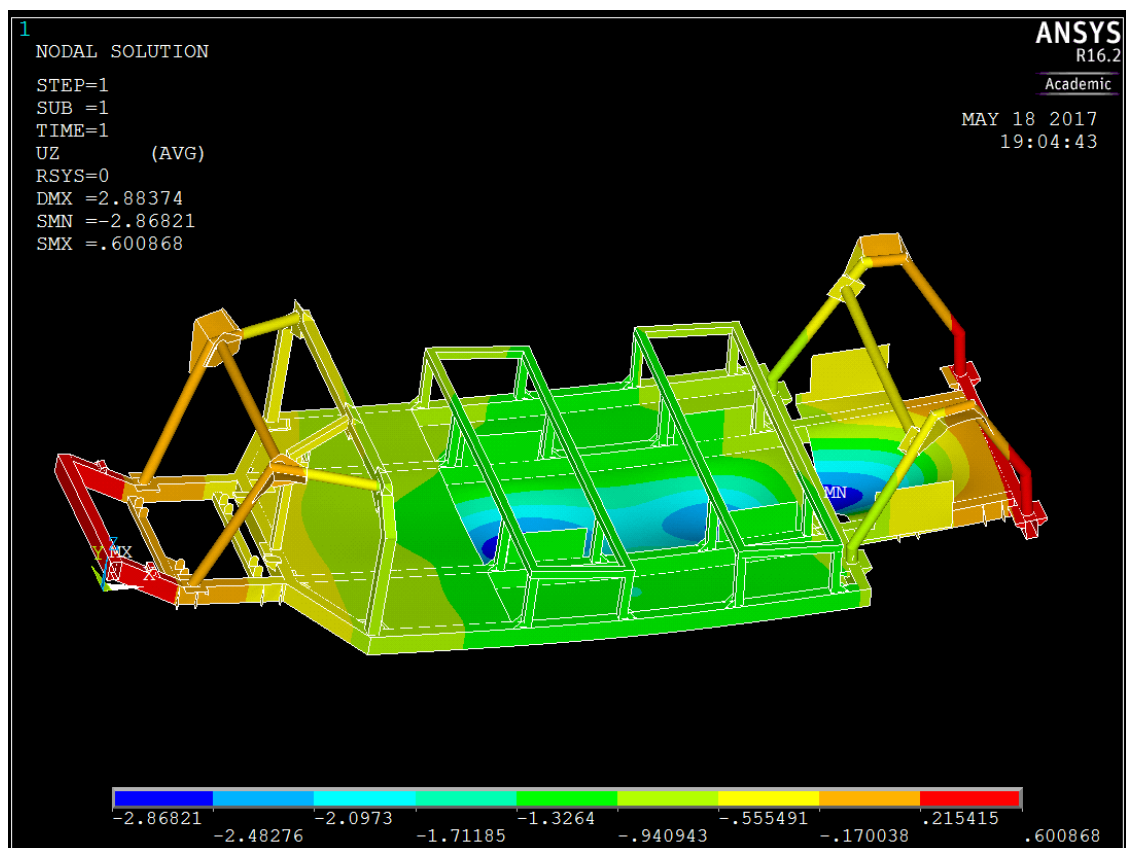


FIGURA 59: DEFORMACIÓN EN EL EJE Z EN LA SIMULACIÓN DE ACCELERACIÓN SIN LOS SOPORTES SUPERIORES DE LAS BATERÍAS [MM].



De nuevo, en las deformaciones (figuras 58 y 59) se observan resultados similares, pero con algunos detalles propios de esta simulación.

Aunque poco en valor absoluto, existe un desplazamiento de los soportes sometidos a las fuerzas que aceleran el vehículo en el eje delantero. A causa de la aceleración, debe elevarse la parte frontal al producirse una transferencia de cargas hacia atrás, lo cual sucede, pero el efecto más apreciable sigue siendo el peso de las cargas situadas en la parte central de chasis, que provoca que toda esa zona baje alrededor del milímetro (sin tener en cuenta las zonas de los apoyos de las baterías, los cuales bajan más). Al producirse un desplazamiento hacia abajo en esta parte provoca que los extremos del chasis se eleven, pero el valor obtenido en el frontal del modelo es una décima de milímetro superior al resultado de la simulación de frenada.

En el desplazamiento en el eje X se observan efectos similares. A pesar de producirse las mismas deformaciones con valores parecidos, por ejemplo, el desplazamiento hacia atrás de la barra del salpicadero es casi 0.3 mm superior y el desplazamiento hacia delante de los soportes de los amortiguadores traseros también casi tres décimas de milímetro inferior. Esto implica que aunque el efecto más importante sigue siendo el producido por las cargas consideradas, la aceleración compensa parte de esos desplazamientos y magnifica otros.

El desempeño general del chasis sigue pareciendo correcto ya que las deformaciones no son muy exageradas y las tensiones no se acercan a los límites de fallo.

6.3. Paso por curva.

En la simulación de paso por curva las reacciones de los soportes del lado izquierdo debe ser $0.447 T * 4115 \text{ mm/s}^2 = 1839.4 \text{ N}$.

```

***** POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING *****
LOAD STEP=      1 SUBSTEP=      1
TIME=      1.0000 LOAD CASE=      0

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN THE GLOBAL COORDINATE SYSTEM

      NODE      FX      FY      FZ      MX      MY      MZ
      20855      48.926
      20873     -22.956
      20897      92.284
      22847      60.816
      39931      1238.3
      40414      777.08
      45641      819.33
      48464      1496.3
      67031      701.99
      98668      222.19
      98686      324.41
      98704      413.18

TOTAL VALUES
VALUE      0.0000      1840.8      4331.0      0.0000      0.0000      0.0000

```

TABLA 10: REACCIONES DE LA SIMULACIÓN DE PASO POR CURVA [N].

Como los valores de la tabla 10 coinciden, en principio la simulación está bien planteada.

Lo primero que llama la atención al comprobar los resultados es la deformación prácticamente nula que se aprecia en el conjunto del chasis en el eje Y (figura 60). En los soportes del pack de baterías 3 situado en la parte de atrás si es suficiente para ser observable, pero no en el resto del chasis ni en los valores obtenidos. Para solventarlo, al seleccionar la forma de representar los resultados se seleccionará que aparezca el chasis deformado junto con el contorno del chasis sin deformar. Esta opción hace que sea un poco más difícil de ver al aparecer más líneas, pero ayuda a comparar la deformación respecto a la forma original.

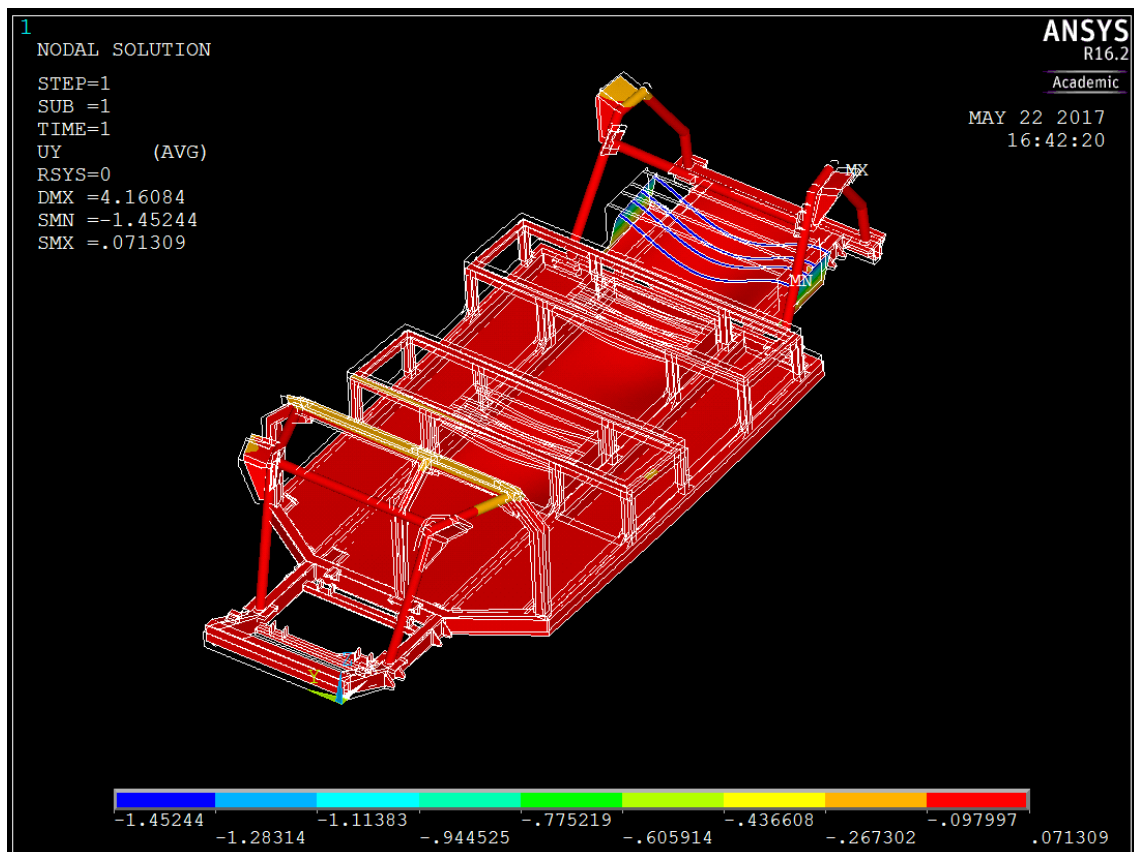


FIGURA 60: DEFORMACIÓN EN EL EJE Y EN LA SIMULACIÓN DE PASO POR CURVA [MM].

Los valores obtenidos en la deformación en el paso por curva son muy inferiores a los de frenado o aceleración. Esto se debe a que la aceleración a la que está sometida el chasis es alrededor del 60% de la aceleración de las otras simulaciones por lo que la fuerza ejercida por las masas tiene un efecto menor en el eje Y. De todas formas, se pueden apreciar algunos puntos que denotan que el comportamiento del chasis es el esperado, que son los apoyos de los amortiguadores. En los del lado derecho hay zonas que marcan un desplazamiento hacia la izquierda, como es esperado. En el apoyo del amortiguador trasero izquierdo aparece un desplazamiento muy pequeño hacia la derecha, también consecuencia de las cargas y el paso por curva.

Estos valores tan ínfimos lo que denotan es que el chasis está preparado para tomar curvas similares a más velocidad, siempre y cuando la adherencia de los neumáticos y el tarado de las suspensiones lo soporten. El factor limitante por desplazamientos es el soporte de las baterías trasero, pero como en las simulaciones anteriores, es una pieza que necesitaría de otra clase de representación para obtener un resultado fiel.

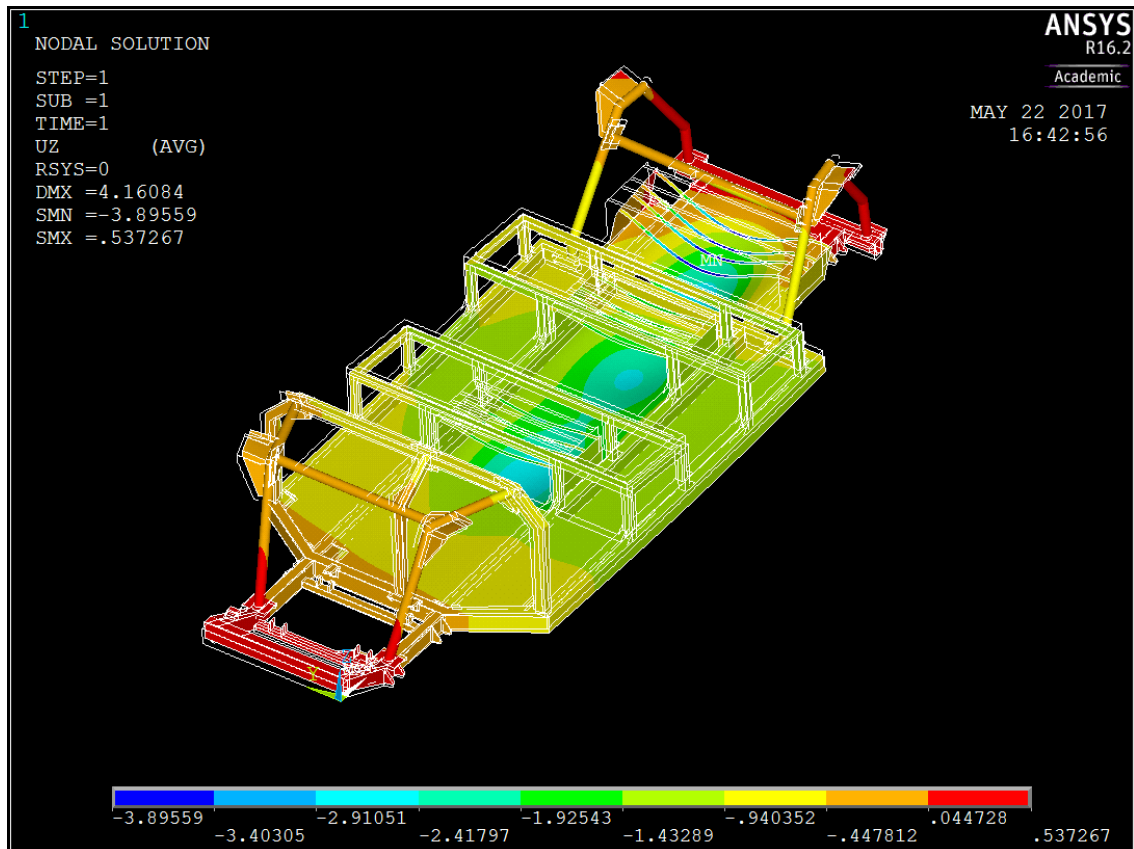


FIGURA 61: DEFORMACIÓN EN EL EJE Z EN LA SIMULACIÓN DE PASO POR CURVA [MM].

En los desplazamientos verticales (figura 61), a pesar de mantener los soportes superiores de las baterías, no se aprecian grandes cambios respecto a las simulaciones anteriores, salvo una ligera variación en la distribución de los desplazamientos hacia abajo más presentes en el lado izquierdo que antes.

Las tensiones de Von Mises (figura 63), como las deformaciones en el eje Z, alcanzan valores algo mayores en el lado izquierdo respecto del derecho, como es de esperar. Es fácilmente apreciable en los soportes de los amortiguadores, obteniendo los del lado derecho valores inferiores a los del otro lado.

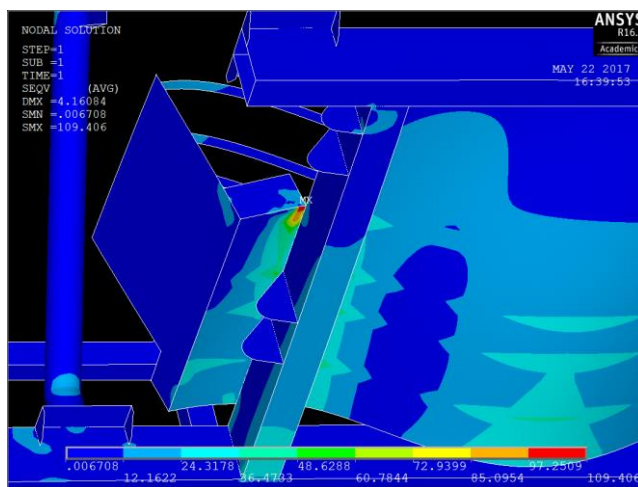


FIGURA 62: POSICIÓN DEL VALOR MÁXIMO DE LA TENSION DE VON MISES EN LA SIMULACIÓN DE PASO POR CURVA [MPa].

El valor máximo, que aparece en la sujeción del pack de baterías 3 (figura 62), es 109 MPa. También es la zona que más se deforma, por lo tanto tiene sentido que su unión a una de las vigas principales del chasis sea la más solicitada. Obtiene la mayor tensión de todas las simulaciones hasta ahora, lo que significa que es una de las zonas a vigilar, pudiendo ser recomendable reforzarla, a pesar de no alcanzar ningún valor preocupante, para asegurar su validez a largo plazo.

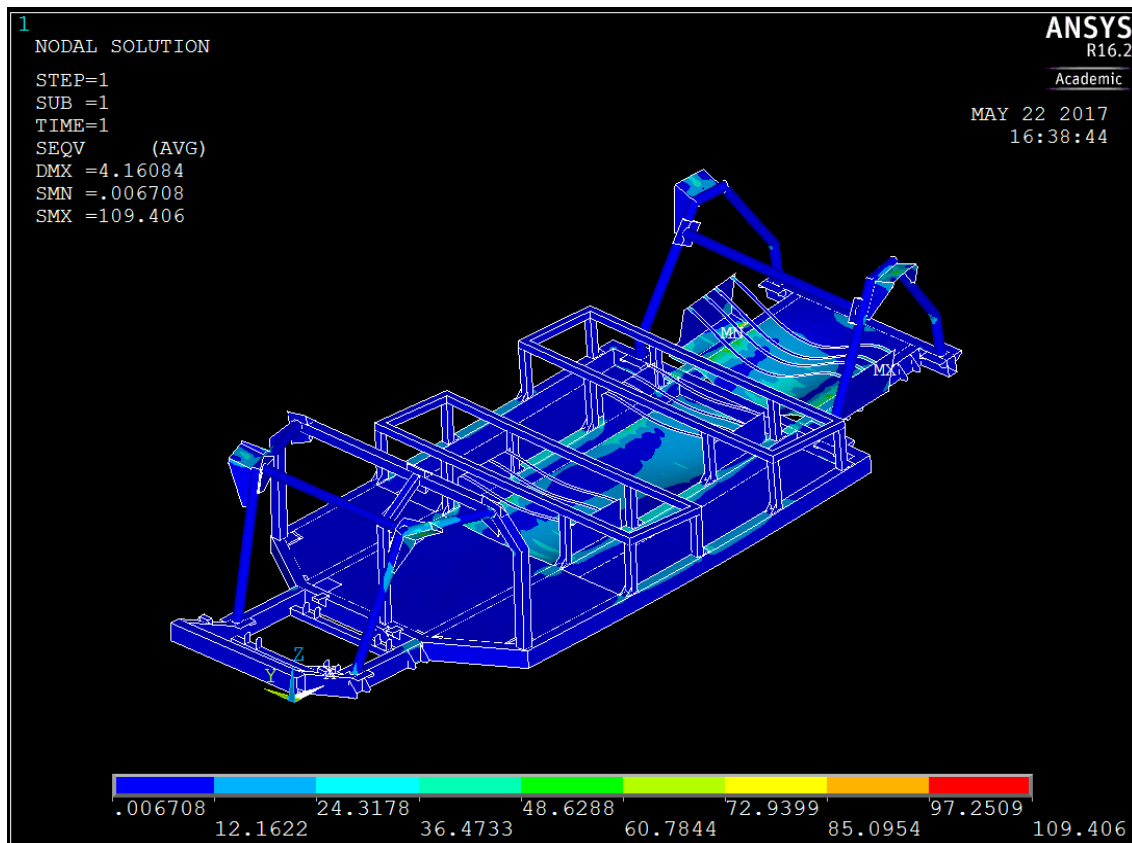


FIGURA 63: TENSIÓN DE VON MISES EN LA SIMULACIÓN DE PASO POR CURVA [MPa].

6.4. Torsión.

Al realizar la simulación de torsión apareció un error mostrado en la figura 64.

```
*** ERROR ***                      CP = 1580.228    TIME= 20:14:04
A large negative pivot value < -1.46252218E-06 > has been encountered
in the global assembled matrix. This may be caused by a bad
temperature-dependent material property used in the model.
```

FIGURA 64: ERROR SIMULACIÓN DE TORSIÓN.

A pesar de nombrar que puede ser debido a una propiedad dependiente de la temperatura, al no usarse en el modelo implica que hay algo en la distribución de fuerzas y restricciones erróneo. En concreto, al tener restricciones sólo en el eje Z, el conjunto del desplazamiento fijado y los momentos que produzcan las fuerzas está provocando que se mueva el modelo, por lo que ANSYS ® no es capaz de terminar la simulación.

Para solventarlo se incorporan al apoyo del amortiguador delantero derecho (en el que se fijó el desplazamiento de 20mm) unas restricciones al giro alrededor del eje Z y al desplazamiento en el eje X e Y (figura 65).

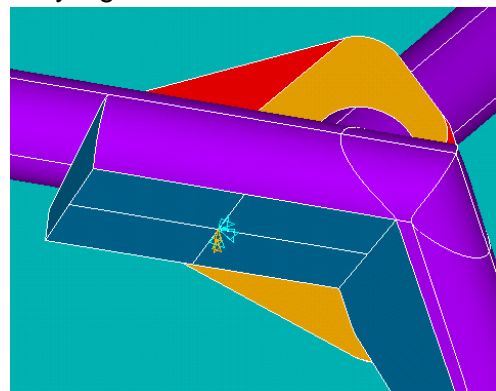


FIGURA 65: DETALLE DE RESTRICCIONES EN LA SIMULACIÓN DE TORSIÓN.

Después de hacerlo la simulación es exitosa y se obtienen las siguientes reacciones.

```
PRINT REACTION SOLUTIONS PER NODE

**** POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING ****

LOAD STEP=    1 SUBSTEP=    1
TIME=    1.0000 LOAD CASE=    0

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN THE GLOBAL COORDINATE SYSTEM

  NODE      FX          FY          FZ          MX          MY          MZ
  39931          0          0          4472.1          0          0
  40414          0          0         -2459.1          0          0
  45641  0.26611E-05 -0.13518E-04  4750.7          0          0.52940E-01
  48464          0          0         -2437.7          0          0

TOTAL VALUES
VALUE  0.26611E-05 -0.13518E-04  4325.9          0.0000          0.0000  0.52940E-01
```

TABLA 11: REACCIONES DE LA SIMULACIÓN DE TORSIÓN [N].

Estas nuevas restricciones provocan las reacciones mostradas en la tabla 11 en los apartados FX, FY y MZ. Los valores obtenidos se han considerado despreciables en comparación con el resto de reacciones obtenidas. Para más seguridad se volvió a realizar la simulación con estas restricciones en otra posición, obteniendo valores muy similares y sin que el resto de parámetros se viesen afectados.

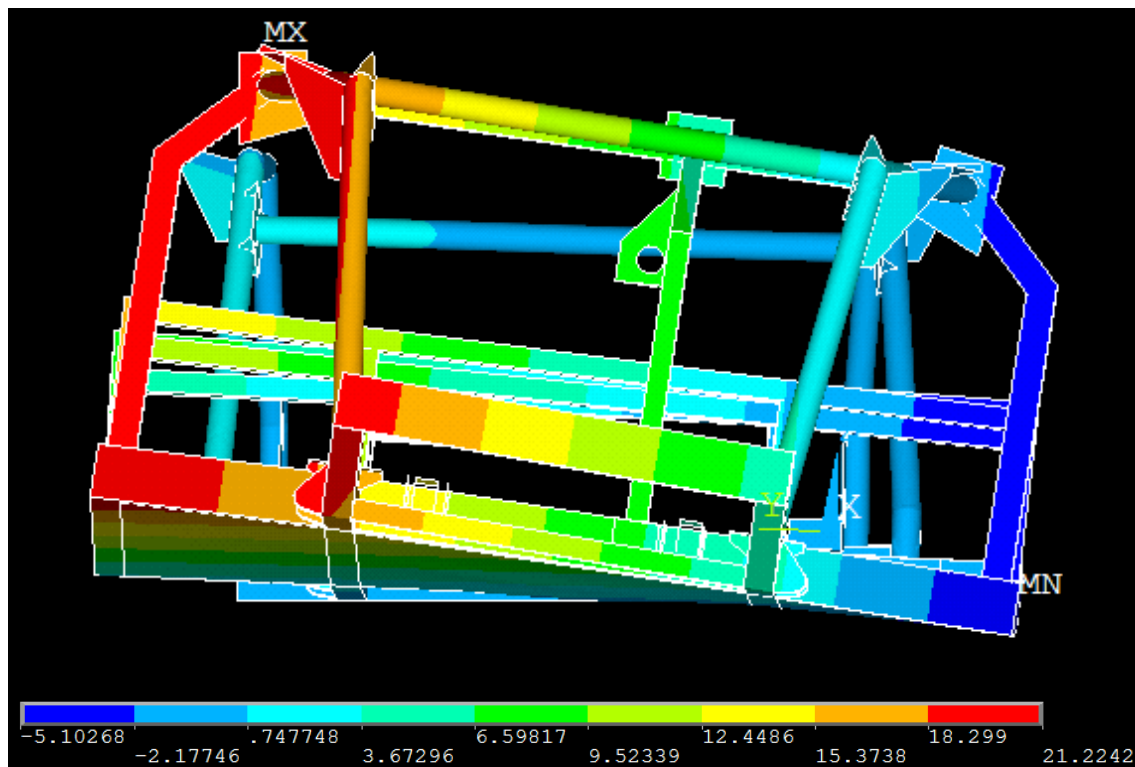


FIGURA 66: DEFORMACIÓN EN EL EJE Z EN LA SIMULACIÓN DE TORSIÓN [MM].

Los resultados obtenidos en el desplazamiento vertical (figura 66) son los esperados, con la parte derecha elevándose respecto a la izquierda. Con los datos de desplazamiento y de las reacciones anteriores se puede calcular la rigidez torsional del chasis. La fórmula utilizada será:

$$K_T \left[\frac{Nm}{^\circ} \right] = \frac{M_t}{\theta}$$

$$M_t = F * B \mid \theta = \arctg \left(\frac{U}{B} \right)$$

Donde K_T es la rigidez torsional, M_T el momento torsor, θ el giro de la estructura, F la fuerza de la reacción del punto desplazado, B la distancia entre el punto desplazado y el punto restringido (no se usa el ancho de vía al no coincidir la vertical de la posición de las ruedas con el anclaje de los amortiguadores) y U el desplazamiento vertical utilizado.

Introduciendo los valores de fuerza en newtons y de distancia en metros los resultados son:

$$K_T = \frac{4750.7 * 0.81416}{\arctg \left(\frac{0.02}{0.81416} \right)} = 2748.6 \left[\frac{Nm}{^\circ} \right]$$

Este valor es difícil de comparar ya que no existe mucha información sobre la resistencia a la torsión de cuadriciclos, pero teniendo en cuenta que no se está considerando el efecto de la carrocería, las baterías o el arco de seguridad, es aceptable.

La tensión de Von Mises en esta simulación se dispara respecto a las anteriores, llegando a superar el límite elástico en el punto en el que se está aplicando el desplazamiento (figura 67). Esto se debe, de nuevo, a una singularidad en las tensiones, al concentrar en un mismo punto muchos de los esfuerzos.

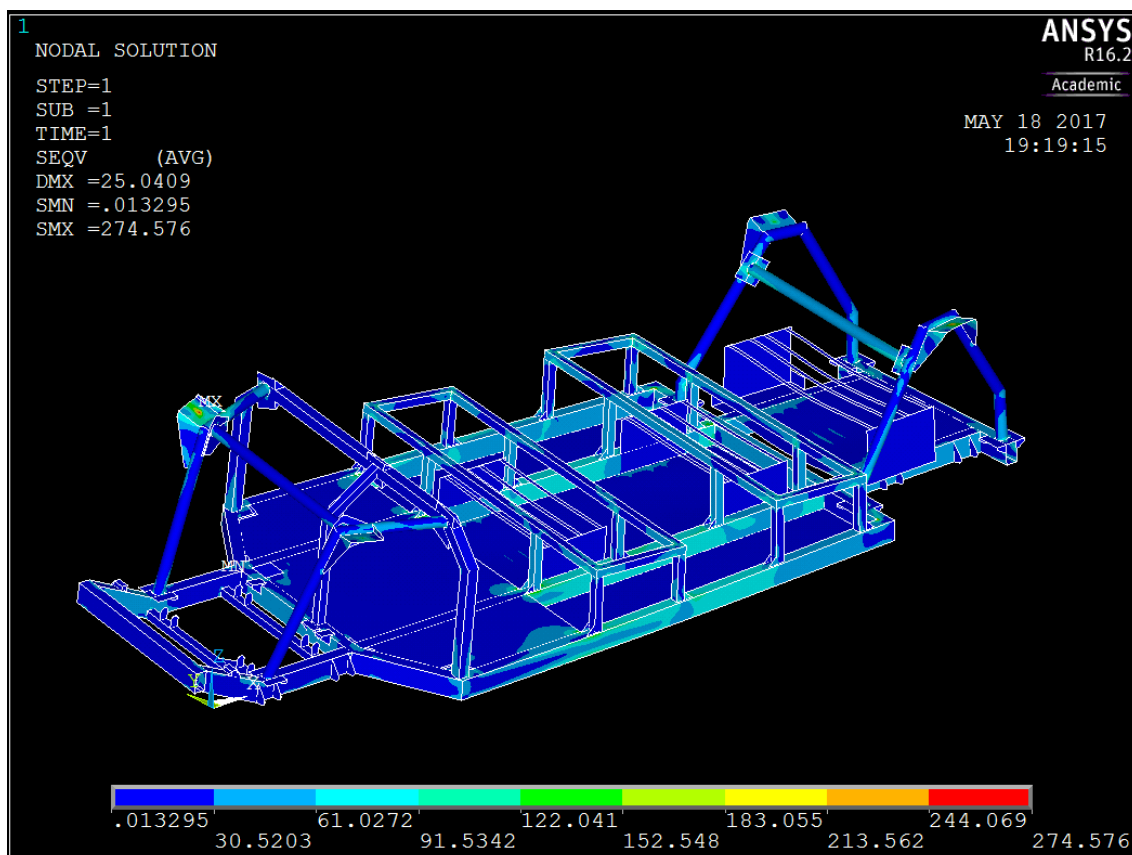


FIGURA 67: TENSION DE VON MISES EN LA SIMULACIÓN DE TORSIÓN [MPa].



En el resto del chasis la distribución de tensiones es la esperada, concentrándose en los apoyos de los amortiguadores y en la parte central del chasis y en algunos travesaños que hasta ahora no habían mostrado ninguna clase de esfuerzos, pero en todos estos casos se sitúan por debajo del límite de 235 MPa.



7. Conclusiones.

El objetivo principal con el que se realizó este trabajo era conocer el comportamiento mecánico del chasis del Tabby EVO a través de una serie de simulaciones realizadas en ANSYS®, y después de estas se puede estimar que su desempeño es correcto.

Existen algunas lagunas en las simulaciones causadas principalmente por la forma de representar las baterías y sus efectos sobre el chasis, ya que no se ha considerado la rigidez que pueden aportar. Como tampoco se ha tenido en cuenta la que puede proporcionar el motor en el caso de torsión, donde sí podría existir una mejora respecto a los resultados obtenidos.

A pesar de todo, se puede considerar en términos globales que las simulaciones han representado de manera realista las situaciones a las que se quería someter el chasis arrojando unos resultados coherentes con los esfuerzos a los que se veía sometido.

Las simulaciones de aceleración y frenado ofrecen resultados de deformación similares, debido que ambas se basan en esfuerzos longitudinales, y en ninguna se acerca al límite elástico del acero empleado.

La simulación de paso por curva muestra un chasis capaz de soportar mayores esfuerzos que a los que está sometido salvo en el soporte de la batería, como se comenta en el apartado correspondiente. Podría haberse simulado un paso por curva a una mayor velocidad, como la velocidad límite antes del derrape, que en las condiciones estimadas sucedería antes que el vuelco, pero muy probablemente los resultados hubiesen sido similares, y sería una situación para la que tampoco está diseñado un vehículo de este tipo.

Debido a la categoría a la que está destinado este chasis no es de esperar que se comporte como un deportivo ni que obtenga una rigidez altísima. Está diseñado para ser barato, adaptable, modular y fácil de ensamblar, y teniendo eso en cuenta se puede concluir que cumple su función.

Las deformaciones a las que está sometido en situaciones límite son pequeñas y salvo en los puntos donde se produce una singularidad en la tensión, su comportamiento ante esfuerzos también es correcto. El chasis Tabby EVO es apto para su uso en un vehículo de la categoría L6e o L7e y capaz de competir en igualdad con otros de su clase.

8. Presupuesto.

El presupuesto de este trabajo se reduce al tiempo necesario para llevarlo a cabo y los gastos derivados del uso de los distintos programas. El impacto económico derivado de la producción del chasis Tabby EVO o un modelo basado en él no se ha tenido en cuenta ya que no es el motivo de la realización de este trabajo y el desarrollo de tal presupuesto en profundidad podría resultar en un trabajo de magnitudes similares.

Dicho esto, los costes principales que se han tenido en cuenta son la licencia de ANSYS® y el salario del ingeniero que lo realiza.

Según algunos presupuestos a los que se ha podido tener acceso, el alquiler de una licencia de ANSYS® se sitúa alrededor de los 15000 € al año. Si se tienen en cuenta 240 días trabajados al año, 8 horas al día se obtiene una amortización de 7.8 € la hora. Actualmente ANSYS® ofrece un sistema de alquiler por horas de sus servicios, pero debido a la dificultad de obtener información veraz de esos precios y, en general, de los precios de cualquier programa de elementos finitos, se tomará como referencia la amortización antes calculada. Este valor sólo será tenido en cuenta en las partes del trabajo en las que se haya usado el programa

En el coste del ingeniero, a parte de su sueldo, se incluirán la estimación de gastos derivados como la amortización de equipos o de programas informáticos varios. Teniendo en cuenta a un ingeniero con experiencia moderada pero que actúa por cuenta propia, con el riesgo que eso implica, el valor se ha concretado en 20 €/h.

Las horas aproximadas que se han dedicado al proyecto vienen aparecidas en la siguiente tabla, así como el presupuesto final obtenido:

	Precio [€/h]	Horas dedicadas	Coste [€]
Definición de la geometría	27.8	80	2224
Simulaciones	27.8	20	556
Realización del informe	20	30	600
Total		130	3380

TABLA 12: PRESUPUESTO DETALLADO DEL TRABAJO.

10. Trabajos futuros.

Este trabajo abre una posibilidad a la realización de una gran cantidad de proyectos, sobre todo gracias a los recursos suministrados por OSVehicle. Se pueden dividir en trabajos que continúen con un análisis de elementos finitos y en trabajos de otros ámbitos. Algunos de ellos podrían ser:

- Estudio a fatiga del chasis: Después de comprobar que el chasis se comporta de forma correcta en situaciones normales, sería necesario realizar un análisis en profundidad de su comportamiento en fatiga. Pueden producirse fallos catastróficos sin que se supere en ningún momento el límite de fluencia del material, por lo que es una tarea de vital importancia.
- Estudio de uniones y soldaduras: Las distintas partes que conforman el chasis se han modelizado como si tuvieran una unión perfecta ideal, sin embargo, esto en la realidad no es así. Por eso sería interesante realizar un estudio de las distintas uniones del chasis, tanto atornilladas como soldadas, y sus distintas características.
- Estudio de los apoyos: Para este trabajo se realizó una simplificación de los apoyos del motor y los brazos de la suspensión para poder simular de una forma más sencilla y eficaz el comportamiento en el resto del chasis. Sin embargo, sería necesario conocer con exactitud el desempeño de estas piezas debido a su importancia. También podría incluirse aquí un análisis de las sujeciones de las baterías, ya que estas sí que tienen un impacto sobre el desempeño global del chasis.
- Estudio de los elementos de la suspensión: Podría ser interesante conocer cómo trabaja la suspensión del modelo llevando a cabo un modelado de todas las piezas que la forman y que en este fueron omitidas o simplificadas.
- Diseño de un arco de seguridad para Tabby EVO: Este es un apartado que los creadores dejaron en mano de los diseñadores que utilizasen la plataforma, por lo que sería una buena idea diseñar una estructura que protegiese a los ocupantes de dicho vehículo en caso de vuelco.
- Estudio de integridad ante impacto: Simular distintos casos de accidentes que podría sufrir un vehículo basado en este chasis y comprobar cómo se comporta y la seguridad que ofrece a sus ocupantes sin tener en cuenta otros elementos de seguridad pasiva como los cinturones de seguridad o los airbags. Está relacionado con el trabajo propuesto anterior.
- Diseño de carrocería de un vehículo basado en Tabby EVO: Comprobado el desempeño del chasis en diversas situaciones incluida su integridad ante choques y con un arco de seguridad viable sería posible diseñar todo el conjunto de un proyecto basado en este chasis. Además, se podría comprobar si es cierta la anunciada adaptabilidad y modularidad de la plataforma. Este diseño debería



cumplir toda la reglamentación al respecto de vehículos destinados a circulación por carretera

- Estudio de la viabilidad comercial de un cuadriciclo basado en Tabby EVO: Se podría diseñar el plan de negocio de un vehículo que usase esta plataforma y comprobar si los ahorros anunciados y los servicios ofertados por OSVehicle favorecen un aumento de la competitividad del mismo.
- Estudio del impacto económico en la industria automovilística de los vehículos open source: Un análisis de la posible influencia de la irrupción en el mercado automovilístico de un modelo de negocio basado en compartir información. Viabilidad de que suceda, análisis en distintos tipos de países, comparación con el caso de la informática y estudio de otros proyectos con hardware open source o de empresas que liberasen información o tecnología.

Otra posibilidad sería implementar algunas de las mejoras propuestas en una revisión de este mismo proyecto, que representase de manera más fiel algunas cargas como el motor y el conductor (de la manera que se explicó en el capítulo de modelización), pero sobretudo que consiguiera simular las baterías y sus efectos sobre el chasis. Esas partes son las que han mostrado un comportamiento más diferente al resto del chasis y podría comprobarse la veracidad de los resultados de este trabajo respecto a un modelo más complejo y más realista.



11. Bibliografía.

- [1] J. Font Mezquita y J. F. Dols Ruiz, *Tratado sobre automóviles Tomo1 Tecnologías del automóvil*. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia, 1997. ISBN: 8477215014.
- [2] V. Díaz López et al., *Automóviles y ferrocarriles*. Madrid: UNED, 2012. ISBN: 9788436265682.
- [3] D. Simanaitis, "From carriage trade to carbon fiber", *Road & Track*, 06-10-2011. [En línea]. Última consulta el 15-05-2017. Disponible en:
<http://www.roadandtrack.com/new-cars/car-technology/news/a17656/from-the-carriage-trade-to-carbon-fiber/>
- [4] Ford Motor Company, "Ford uses high strenght steel plus high strenght aluminum alloys on toughest F-150 ever", *The Ford Motor Company Mediacenter*, 13-01-2014. [En línea]. Última consulta el 15-05-2017. Disponible en:
<https://media.ford.com/content/fordmedia/fna/us/en/news/2014/01/13/ford-uses-high-strength-steel-plus-high-strength--aluminum-alloy.html>
- [5] Hmaag, "Jaguar C-Type Frame", *Wikimedia Commons*, 02-01-2009. [En línea]. Última consulta el 15-05-2017. Disponible en:
https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Jaguar_C-Type_Frame.JPG
- [6] J. Beher, "Más aniversarios, Citroën Traction Avant cumple 80 años", *Racing5*, 24-05-2014. [En línea]. Última consulta el 15-05-2017. Disponible en:
<http://www.racing5.cl/2014/05/mas-aniversarios-citroen-traction-avant-cumple-80-anos/>
- [7] Jaguar MENA, "Jaguar XE", *Wikimedia Commons*, 24-02-2014. [En línea]. Última consulta el 15-05-2017. Disponible en:
https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Jaguar_XE_-_12926287943.jpg
- [8] D. Cossins, "Build your own car in an hour", *Wired*, 17-07-2014. [En línea]. Última consulta el 15-05-2017. Disponible en: <http://www.wired.co.uk/article/osvehicle>
- [9] OSVehicle. [En línea]. Última consulta el 15-05-2017. Disponible en:
<https://www.osvehicle.com/>
- [10] TechVerveLA, "Tesla Model S at Newport Fashion Island", *Tech Verve L.A.*, 05-2012. [En línea]. Última consulta el 15-05-2017. Disponible en:
<http://www.techvervela.com/2012/05/tesla-model-s-at-irvine-fashion-island.html>
- [11] R. Jahn, "IAA Frankfurt 2013: BMW i3", motorblog.com, 10-09-2013. [En línea]. Última consulta el 15-05-2017. Disponible en:
<https://www.flickr.com/photos/motorblog/9833675545/>
- [12] OSVehicle, "Project Belo", *OSVehicle*. [En línea]. Última consulta el 16-05-2017. Disponible en: <https://www.osvehicle.com/project-belo/>



[13] H. Le Flanchec, "(VIDEO) Local Motors Strati - the Twizy powered 3D printed electric car", *Technologic Vehicles*, 09-09-2014. [En línea]. Última consulta el 16-05-2017. Disponible en:

<https://www.technologicvehicles.com/en/green-transportation-news/2826/video-local-motors-strati-the-twizy-powered-3d-printed-electric-car>

[14] H. Rodríguez Galbarro, "Clasificación de categorías y tipos de vehículos", *Ingemecánica*. [En línea]. Última consulta el 15-05-2017. Disponible en:

<http://ingemecanica.com/tutoriales/objetos/CategoriasdeVehiculos.pdf>

[15] M. Edwards, M. Seidl, J. Carroll y A. Nathanson, "Provision of information and services to perform an initial assessment of additional functional safety and vehicle construction requirements for L7e-A heavy on-road quads", Transport Research Laboratory, Comisión Europea, Informe técnico Ref. Ares (2014)1867571, 06-06-2014. [En línea]. Disponible en:

<http://ec.europa.eu/DocsRoom/documents/5466?locale=es>

[16] Dirección General de Empresa e Industria, "Documento de trabajo de los servicios de la comisión que acompaña a la Propuesta de REGLAMENTO DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO relativo a la homologación y a la vigilancia del mercado de los vehículos de dos o tres ruedas y los cuatriciclos, Resumen de la evaluación de impacto", Comisión Europea, 04-10-2010. [En línea]. Disponible en:

[http://www.europarl.europa.eu/meetdocs/2009_2014/documents/imco/dv/com_sec\(2010\)1151_/com_sec\(2010\)1151_es.pdf](http://www.europarl.europa.eu/meetdocs/2009_2014/documents/imco/dv/com_sec(2010)1151_/com_sec(2010)1151_es.pdf)

[17] Euro NCAP, "2016 Seguridad de los cuadríciclos", *Euro NCAP*, 2016. [En línea]. Última consulta el 17-05-2017. Disponible en: <http://www.euroncap.com/es/seguridad-en-los-veh%C3%ADculos/campa%C3%B1as-de-seguridad/2016-seguridad-de-los-cuadriciclos/>

[18] OSVehicle, "EV platforms, Tabby EVO", *OSVehicle*. [En línea]. Última consulta el 17-05-2017. Disponible en: <https://www.osvehicle.com/osv-platform/>

[19] Tazzari EV, "Configurador Zero City", *Tazzari Zero*. [En línea]. Última consulta el 17-05-2017. Disponible en:

<http://www.tazzari-zero.com/es/configurador/configure/11422/>

[20] Chatenet, "Cars", *Chatenet*. [En línea]. Última consulta el 17-05-2017. Disponible en: <https://www.automobiles-chatenet.com/-Cars-.html>

[21] Citroën, "Citroën e-Mehari", *Citroën*. [En línea]. Última consulta el 17-05-2017. Disponible en: <http://www.citroen.es/electricos/citroen-e-mehari/configurador/acabados-y-motorizaciones/acabados.html>

[22] Renault, "Renault Twizy", *Renault*. [En línea]. Última consulta el 17-05-2017. Disponible en:

http://www.renault.es/gama-renault/gama-vehiculos-electricos/twizy/twizy/#gama_y_equipamientos



[23] Euro NCAP, “Chatenet CH 30”, *Euro NCAP*, 04-2016. [En línea]. Última consulta el 17-05-2017. Disponible en:

<http://www.euroncap.com/es/valoraciones-y-premios/valoraciones-de-cuadricicloss/>

[24] Siemens, “FEA / Análisis de elementos Finitos”, *Siemens PLM Automation*. [En línea]. Última consulta el 15-05-2017. Disponible en:

https://www.plm.automation.siemens.com/es_es/plm/fea.shtml

[25] S. Moaveni, *Finite element analysis: Theory and application with Ansys*, 2ª edición. Upper Saddle River (New Jersey): Pearson education, 2003. ISBN: 0131112023

[26] OSVehicle, “EV Platforms, Tabby EVO, Buy Now”, *OSVehicle*. [En línea]. Última consulta el 17-05-2017. Disponible en: <https://www.osvehicle.com/product/tabby-evo/>

[27] Citron, “Renault Twizy”, *Wikimedia Commons*, 23-02-2012. [En línea]. Última consulta el 18-05-2017. Disponible en:

https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Renault_Twizy.jpg

[28] G. Jansoone (JoJan), “An electrical-powered car: ZZ; Girona, Spain”, *Wikimedia Commons*, 26-09-2010. [En línea]. Última consulta el 18-05-2017. Disponible en:

https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Girona_048.JPG#mw-jump-to-license

[29] J. Maciejewski “Flyz1”, “Przód Chatenet CH30 na Motor Show Poznań 2015”, *Wikimedia Commons*, 09-04-2015. [En línea]. Última consulta el 18-05-2017. Disponible en:

[https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Chatenet_CH30_-_prz%C3%B3d_\(MSP15\).JPG](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Chatenet_CH30_-_prz%C3%B3d_(MSP15).JPG)

[30] Spark, “Citroën e-Mehari”, *Electricclub*. [En línea]. Última consulta el 18-05-2017. Disponible en: <https://electricclub.com/blog/>

[31] Ozen, “ANSYS ® Mechanical”, *Ozen Engineering Inc.* [En línea]. Última consulta el 20-05-2017. Disponible en:

<http://www.ozeninc.com/products/ANSYS-®-mechanical/#toggle-id-3>

[32] Mega Vehicles, “D-Truck 600 Chasis”, *Riversa*. [En línea]. Última consulta el 24-05-2017. Disponible en:

<http://riversa.es/vehiculos/vehiculos-de-carga-y-transporte/vehiculos-matriculables/combustible.html>

[33] Mega Vehicles, “Mega e-worker básico”, *Riversa*. [En línea]. Última consulta el 24-05-2017. Disponible en:

<http://riversa.es/vehiculos/vehiculos-de-carga-y-transporte/vehiculos-matriculables/electricos.html>

[34] Real Decreto 750/2010, de 4 de junio, por el que se regulan los procedimientos de homologación de vehículos de motor y sus remolques, máquinas autopropulsadas o remolcadas, vehículos agrícolas, así como de sistemas, partes y piezas de dichos vehículos (BOE núm. 153 del jueves 24-06-2010). [En línea]. Disponible en:



https://www.tuv.com/media/spain/homologacion_individual/RD_750-2010.pdf

[35] Everything-EV, “15 kW/30kW AC Induction Higher Speed Motor”, *Everything-EV*. [En línea]. Última consulta el 15-05-2017. Disponible en:

http://www.everything-ev.com/index.php?main_page=product_info&products_id=461

[36] V. Darder Gallardo, “Funciones de las rotondas urbanas y requerimientos urbanísticos de organización”, Tesina, Escola Tècnica Superior d'Enginyers de Camins, Canals i Ports de Barcelona, Universitat Politècnica de Catalunya, Barcelona, España, 2005. [En línea]. Disponible en:

<http://hdl.handle.net/2099.1/3375>

[37] J. J. Swearingen, “Determination of centers of gravity of man”, Federal Aviation Agency, Estados Unidos, Informe técnico, 08-1964. [En línea]. Disponible en:

https://www.faa.gov/data_research/research/med_humanfacs/oamtechreports/1960s/media/AM62-14.pdf

[38] OSVehicle, “About us”, *OSVehicle*. [En línea]. Última consulta el 30-05-2017. Disponible en:

<https://www.osvehicle.com/company/>

[39] OSVehicle, “EVs, Complete Electric Vehicles based on Tabby EVO”, *OSVehicle*. [En línea]. Última consulta el 30-05-2017. Disponible en:

<https://www.osvehicle.com/projects/>

[40] Transparencias y apuntes de la asignatura “Teoría de vehículos”.